

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Návrh čerpadel pro dopravu vody do vodojemů v oblasti Horního
Hanychova**

**Design of the Pumping System for the Transport of Water into the
Water Reservoir Horní Hanychov**

Student: Antonín Dorazil

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Sylva Drábková Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student:

Antonín Dorazil

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma:

Návrh čerpadel pro dopravu vody do vodojemů v oblasti Horního
Hanychova
Design of the Pumping System for the Transport of Water into the Water
Reservoir Horní Hanychov

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je návrh nových čerpadel v souvislosti s novou koncepcí zásobování pitnou vodou a výstavbou vodojemu v rekreační oblasti Ještědu.

1. Popište navrženou koncepci zásobování pitnou vodou.
2. Proveďte hydraulický výpočet hydrodopravního systému pro nové podmínky.
3. Navrhněte vhodná čerpadla pro daný účel a podmínky čerpání.
4. Posuďte možnost provozu a regulace navržených čerpadel.

Seznam doporučené odborné literatury:

MELICHAR, J., BLÁHA, J. *Problematika soudobé čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5
BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9
BLÁHA, J.; BRADA, K. *Hydraulické stroje*. 1st edition Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1
BLEJCHAR, T., DRÁBKOVÁ, S.: *Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení*. VŠB-TUO, Ostrava, 2010. 76 s. ISBN 978-80-248-2205-1
PACIGA, A. a kol. *Čerpacia technika*. Bratislava: ALFA, 1984. 223 s.
ROČEK, J. *Průmyslové armatury* Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2002 - 253 s. ISBN 80-7333-000-8

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ostrava dne 15.5.2014



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 15.5.2014.....


.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Antonín Dorazil

Adresa trvalého bydliště autora práce:

Hůrka 5, Jeseník nad Odrou

Abstrakt

Práce se zabývá návrhem čerpadel pro čerpací stanice v oblasti Horního Hanychova v Liberci, jedná se o čerpací stanici Dolní Hanychov a Bucharka. Čerpadla v čerpacích stanicích zajišťují čerpání pitné vody, která je určena k zásobování obyvatelstva, do vodojemů. V zimních měsících čerpací stanice Dolní Hanychov a vodojem Bucharka zajišťují přívod vody pro umělé zasněžování lyžařského areálu.

Abstract

The Bachelor thesis deals with the design of pumps for water pumping stations in the Horní Hanychov area in Liberec, these are water pumping stations Dolní Hanychov and Bucharka. The pumps at water pumping stations ensure pumping of drinking water, which is used to supply the population, into the water reservoir. In winter, the water pumping station Dolní Hanychov and water reservoir Bucharka provide water supply for the artificial snow ski area.

Klíčová slova

Hydrodynamická čerpadla, Vodojem, $Y - Q$ charakteristika, Čerpací stanice, Horní Hanychov, Bucharka

Keywords

Hydrodynamic pumps, Water reservoir, $Y - Q$ characteristics, Water pumping station, Horní Hanychov, Bucharka

Poděkování

Děkuji vedoucí své bakalářské práce, paní doc. Ing. Sylvě Drábkové, Ph.D. za odborné vedení a metodickou pomoc při psaní bakalářské práce. Také děkuji také svým rodičům, sourozencům a přátelům za jejich podporu, za cenné rady a připomínky. Svě snoubence děkuji za provedení jazykové korektury.

Obsah

OBSAH	6
SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	9
ÚVOD	11
1 HYDRODYNAMICKÁ ČERPADLA	12
1.1 DRUHY HYDRODYNAMICKÝCH ČERPADEL	12
1.1.1 Čerpadla lopatková	13
1.1.2 Čerpadla obvodová	15
1.1.3 Čerpadla labyrintová	16
2 ZAŘAZENÍ HYDRODYNAMICKÝCH ČERPADEL DO HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU	17
2.1 URČENÍ HLAVNÍCH PARAMETRŮ ČERPÁNÍ	17
2.1.1 Určení hlavních parametrů hydraulického potrubí	17
2.1.2 Měrná energie čerpadla	25
3 CHARAKTERISTIKY ČERPACÍHO SYSTÉMU	28
3.1 CHARAKTERISTIKA POTRUBÍ	28
3.2 CHARAKTERISTIKA ČERPADLA	29
3.2.1 Rychloběžnost čerpadel	29
3.2.2 Kinematické poměry v oběžném kole HD čerpadla	31
3.3 CHARAKTERISTIKA SYSTÉMU	33
4 REGULACE VÝKONOVÝCH PARAMETRŮ	35
4.1 REGULACE ŠKRCENÍM NA VÝSTUPU	35
4.2 REGULACE OBTOKEM	36
4.3 ÚPRAVA PRŮMĚRU OBĚŽNÉHO KOLA ČERPADLA	36
4.4 OTÁČKOVÁ REGULACE	38
4.5 REGULACE POČTEM ČERPADEL	39
4.5.1 Sériové řazení čerpadel v hydraulickém systému	39
4.5.2 Paralelní řazení čerpadel v hydraulickém systému	40
5 NÁVRH ČERPADEL PRO DOPRAVU VODY DO VODOJEMŮ V OBLASTI HORNÍHO HANYCHOVA	42
5.1 POPIS PROBLEMATIKY	42
5.2 CÍL PRÁCE	44
5.3 CHARAKTERISTIKY POTRUBÍ	46
5.3.1 Úsek Dolní Hanychov – Bucharka	46
5.3.2 Úsek Bucharka – Horní Hanychov	51
5.4 NÁVRH ČERPADEL PRO ČS DOLNÍ HANYCHOV	52
5.5 CHARAKTERISTIKY ČERPADEL V ČS DOLNÍ HANYCHOV	54
5.5.1 Měrná energie dvou paralelně řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2 pro zajištění dodávky $Q_v=90 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$	54
5.5.2 Paralelní spolupráce čerpadel 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5 pro zajištění dodávky $Q_v=60 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$	57
5.5.3 Paralelní spolupráce tří čerpadel – dvou 125-CVU-355-22/2 a jednoho 65-CVU-255-13/5 pro zajištění $Q_v=120 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$	59
5.5.4 Samostatné čerpadlo 65-CVU-255-13/5 v systému	63
5.6 NÁVRH ČERPADLA PRO ČS BUCHARKA	67
5.7 CHARAKTERISTIKA ČERPADLA V ČS BUCHARKA	68

ZÁVĚR	74
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	75
SEZNAM TABULEK.....	77
SEZNAM GRAFŮ	78
PŘEHLED POUŽITÝCH ZDROJŮ	80

Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
$\eta_{\text{č}}$	Účinnost čerpadla	[1]
η_h	Hydraulická účinnost	[1]
η_m	Mechanická účinnost	[1]
η_v	Objemová účinnost	[1]
η_n	Původní účinnost čerpadla při otáčkách n	[1]
ω	Úhlová rychlost oběžného kola	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
ν	Kinematická viskozita kapaliny	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
ξ_s, ξ_v	Součinitel místních ztrát	[1]
ρ	Hustota kapaliny	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
Δy_{dov}	Dovolená kavitační deprese (měrná kavitační energie)	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Δy_{kr}	Kritická kavitační deprese	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
b	Šířka oběžného kola na příslušném průměru	[m]
c	Rychlost proudění kapaliny	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_s	Rychlost kapaliny v sacím potrubí	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_m	Meridiánová rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_u	Hybná složka absolutní rychlosti	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
d	Průměr potrubí	[m]
d_s, d_v	Průměr sacího, výtlačného potrubí	[m]
g	Gravitační zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
h_{zv}, h_{zs}	Ztrátová výška ve výtlačném/sacím potrubí	[m]
h_v, h_s	Výtlačná/sací výška	[m]
k	Střední hodnota nerovnosti na stěně potrubí	[m]
l_s, l_v	Délka sacího, výtlačného potrubí	[m]
n	Provozní otáčky čerpadla	$[\text{s}^{-1}]$
n_b	Rychloběžnost	[1]
n_q	Měrné objemové otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
n'	Změněné otáčky čerpadla	$[\text{s}^{-1}]$
p_{sa}	Tlak na hladině v sací nádrži	[Pa]
p_{va}	Tlak na hladině ve výtlačné nádrži	[Pa]
p_v, p_s	Tlak na výtlaku/sání	[Pa]
p_w	Tlak nasycených par	[Pa]

u	Unášivá (obvodová) rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
y	Rozdíl výšek mezi měřením tlaku ve dvou bodech	$[\text{m}]$
D	Průměr oběžného kola	$[\text{m}]$
F	Síla, kterou působí lopatka na kapalinu	$[\text{N}]$
H	Dopravní výška čerpadla	$[\text{m}]$
M	Moment hybnosti kapaliny	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
P	Příkon čerpadla	$[\text{W}]$
P_h	Hydraulický výkon čerpadla	$[\text{W}]$
Q_v	Objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
S	Plocha průřezu potrubí	$[\text{m}^2]$
Y_p	Měrná energie potrubí	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Y_z	Měrná ztrátová energie potrubí	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Y_{zs}	Měrná ztrátová energie sacího potrubí	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Y_{zv}	Měrná ztrátová energie výtlačného potrubí	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_{\check{c}}$	Měrná energie čerpadla	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Úvod

Potřeba dopravy kapaliny a to zejména vody, je stará jako lidstvo samo. Patrně to je již na zavlažovacím systému ve starověké Mezopotámii nebo ve starověkém Egyptě. Tehdy se stavěly velké záchytné nádrže, kde se v období dešťů zachycovala voda pro období sucha, kdy byla rozváděna důmyslným systémem kanálů. Stejný systém rozvádění vody pomocí kanálů byl i kolem velkých řek ať už v Mezopotámii Eufrat a Tigris nebo v Egyptě kolem Nilu. [1]

První zmínka o čerpadle je ze starověku. Sloužila k přepravě vody a jejich pohon byl zajišťován zvířecí nebo lidskou silou. [2] Starověký konstruktér Hérón Alexandrijský vyrobil nejstarší známé pístové čerpadlo, které ke svému pohonu používalo vítr. [3]

Zcela zásadní z hlediska historie čerpadel byl vynález Archimédova šroubu. Ten slouží k dopravě vody do malých výšek. Je hojně používán i dnes v zemích s rozvinutým průmyslem, tak v zemích třetího světa. Například pro zavlažování zemědělských oblastí.

První stroj, který by se dal charakterizovat jako odstředivé čerpadlo, se objevil až v roce 1475. Čerpadlo sloužilo k čerpání bláta. Vynalezl jej italský konstruktér Francesco di Giorgio Martini. Během 16. a 17. století pak byla vynalezena další čerpadla. Patřilo mezi ně lamelové čerpadlo a zubové čerpadlo.

Na konci 17. století vynalezl Denis Papin první skutečné odstředivé čerpadlo, jehož oběhové kolo mělo rovné lopatky. Čerpadlo bylo používáno v kanalizaci. [4] Přicházející průmyslová revoluce odstartovala velký vývoj i v oblasti čerpadel. Odstředivé čerpadlo dosáhlo velkých změn, tou nejvýznamnější bylo zakřivení lopatek oběžného kola. Pohon byl zajišťován především parními motory, které časem vystřídaly elektromotory.

Odstředivá čerpadla byla ze začátku používána na odvodňování půdy, postupně však byla jejich aplikace rozšiřována. Bylo vyvinuto porcelánové čerpadlo pro chemické práce. Další uplatnění našla odstředivá čerpadla v rafineriích.

V dnešní době jsou čerpadla zastoupena ve všech odvětvích průmyslu. V energetice, ať už jaderné nebo tepelné, se čerpadla podílejí takovou vahou, že spotřebují 10% vyprodukované energie. Stejně tak čerpadla najdeme například v chemickém nebo potravinářském průmyslu. Moderní doba sebou také přinesla potřebu regenerace odpadních vod, ale také odvodňování velkých zastavěných nebo zaasfaltovaných ploch. Čerpadla se používají při těžbě minerálních surovin, ale také pro hydraulickou dopravu pevných látek. Dalším uplatněním je odstraňování usazenin ze dna vodních nádrží [5]. I v dnešní době převládá využití čerpadel k dopravě vody, ať již surové pro potřeby průmyslu, tak

i upravené pro zásobování obyvatelstva, včetně čerpání do vodojemů v souvislosti s akumulací vody a vyrovnávání odběrů v průběhu dne.

Vzhledem k tomu, že uplatnění čerpadel je tak různorodé, musí mít výrobci velmi široký sortiment čerpadel. Ze strany výrobců je proto snaha čerpadla typizovat, aby došlo ke snížení nákladu na výrobu a přesto čerpadla vyhovovala co nejširší škále zákazníků.

V této práci jsem se zabýval návrhem hydrodopravního zařízení pro čerpání vody do vodojemu. K tomuto účelu jsou nejvhodnější odstředivá čerpadla, která umožňují kontinuální dodávku a dají se vhodným způsobem regulovat. Proto jsem se v následujících kapitolách zabýval především těmito čerpadly.

1 Hydrodynamická čerpadla

Hydrodynamická čerpadla jsou stroje určené k dopravě kapalin. Pracují na principu transformace mechanické energie na energii hydraulickou. Tato přeměna probíhá nepřímo, a to přes kinetickou energii kapaliny. Tlak kapaliny je hydrodynamický, funkčně závislý na kinematických hodnotách proudového pole kapaliny.

Charakteristickým prvkem průtokové části čerpadla jsou kanály tvarované ve formě difuzoru. Kanál oběžného kola se od vstupu k výstupu rozšiřuje. Na výstupu z oběžného kola přesto zůstává značný podíl kinetické energie, který se transformuje na energii tlakovou a to ve spirále nebo lopatkovém rozvaděči. Při výstupu kapaliny z čerpadla, to je ve výtlačném hrdle, má kapalina především tlakovou energii a kinetická energie kapaliny je malá. [6]

Průtok kapaliny čerpadlem je plynulý, stejně tak je plynulý i výstup z čerpadla. Nedochází zde k pulzacím. Toho je docíleno vlastní konstrukcí čerpadla, bez použití větrníku (vzdušníku). Tato čerpadla lze vhodným způsobem regulovat a dosáhnout tak požadovaných parametrů, tomu jsem se dále věnoval v samostatné kapitole.

1.1 Druhy hydrodynamických čerpadel

Velkou skupinou hydrodynamických čerpadel jsou čerpadla odstředivá. Tato čerpadla mají široké uplatnění zejména v čerpacích stanicích, ale také v chemickém průmyslu, ve stavebnictví a také jako kalová čerpadla. V závislosti na jejich aplikaci existuje více druhů hydrodynamických čerpadel, která se pak liší v konstrukčním řešení. [6]

1.1.1 Čerpadla lopatková

Lopatková čerpadla dopravují kapalinu točivým pohybem činné části, kterou je oběžné kolo. Lopatková čerpadla mají velmi dobré vlastnosti pro čerpání čisté i znečištěné kapaliny, zejména vody. Jsou nenáročná na údržbu, mají vysoké průtoky a jsou spolehlivá. Lopatková čerpadla mají slabý sací efekt a je potřeba je spouštět již zavodněné v závislosti na konkrétním typu. [7]

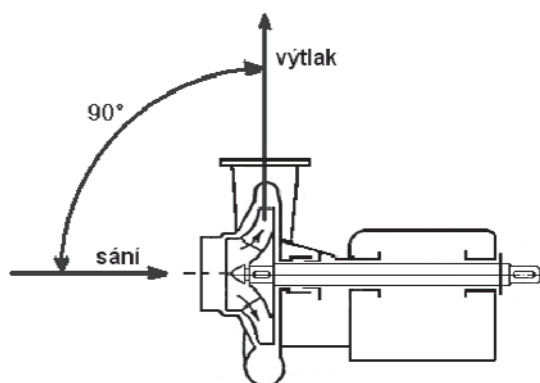
Lopatková čerpadla mohou dosahovat objemových průtoků až 20 000 litrů kapaliny za minutu a výtlaku až do výšky 100 metrů. Lopatková čerpadla pracují nejčastěji s kapalinami v rozmezí teplot -30°C do až $+120^{\circ}\text{C}$.

Tento druh čerpadel má široké uplatnění. Najdeme je v domácnostech u domácích vodáren, dále jsou používány u čističek odpadních vod, ve farmaceutickém i chemickém průmyslu, v chladicích věžích, ve vytápěcích systémech a v čerpacích stanicích. Dají se použít pro čerpání velkých objemů kapalin. Většina vodních ponorných nebo kalových čerpadel je založeno na tomto principu. Lze je použít pro čistou i znečištěnou vodu. [6]

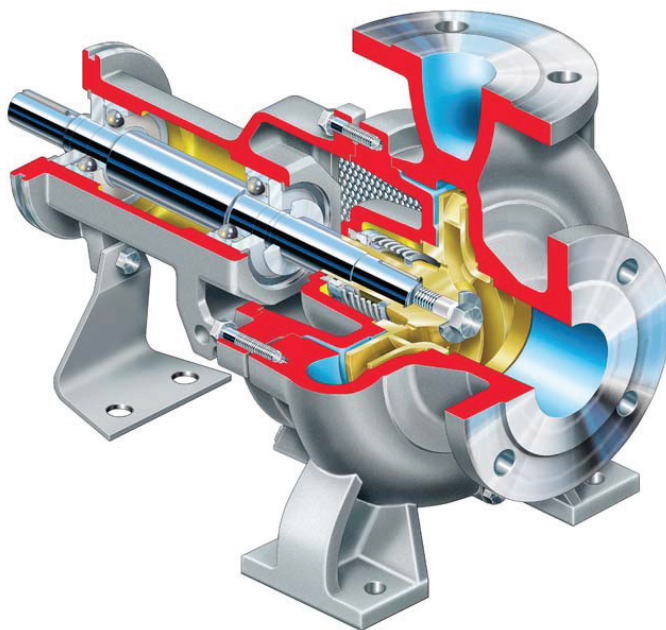
Čerpadla mají uplatnění zejména při dlouhodobém provozu, není vhodné časté přerušování jejich provozu. Nejsou určena pro dávkování kapaliny.

Radiální odstředivá čerpadla

Kapalina vstupuje do čerpadla rovnoběžně s osou čerpadla – axiálně a z čerpadla vystupuje kolmo na tuto osu – radiálně, to můžeme názorně vidět na obr. 1. Používají se pro přepravu menšího množství kapaliny do větších výšek. [6] Tento typ čerpadla pracuje tak, že lopatky oběžného kola unášejí kapalinu odstředivě, čímž se kapalině dostane kinetické energie, která se v difuzoru (spirální skříni) přemění v energii tlakovou. Provedení uložení oběžného kola, hnací hřídele a tvaru difuzoru můžeme názorně vidět na radiálním čerpadle amerického výrobce Flowserve MEN Overhung IDP, obr. 2.



Obrázek 1 - Radiální čerpadlo [6]

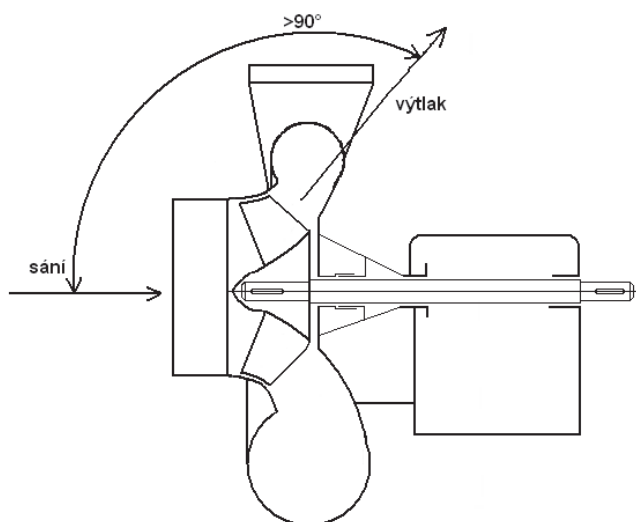


Obrázek 2 - Radiální čerpadlo Flowserve MEN Overhung IDP [8]

Diagonální odstředivá čerpadla

Kapalina vstupuje do čerpadla rovnoběžně s osou čerpadla – axiálně a z čerpadla vystupuje šikmo k ose otáčení – diagonálně. Průtok kapaliny čerpadlem je znázorněn na obr. 3. Lopatky čerpadla mají tvar šroubových ploch. Používají se pro přepravu většího množství kapalin do menších až středních výšek. [6]

Princip fungování se mírně liší od radiálního čerpadla. Kapalina je jen částečně unášena odstředivě, kinetická energie je kapalině dodávána zejména přímo pohybem lopatek oběžného kola. Následně se v difuzoru (spirální skříni) kinetická energie přemění na energii tlakovou.



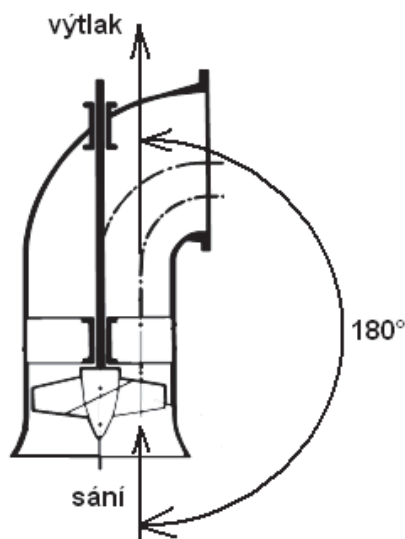
Obrázek 3 - Diagonální čerpadlo [6]

Čerpadla axiální

Axiální čerpadla neboli čerpadla vrtulová jsou ta, u kterých kapalina proudí ve směru jejich osy, to je znázorněno na obr. 4. Sání i výtlak jsou v ose čerpadla. Někdy se také nazývají osová čerpadla. Oběžné kolo má tvar vrtule a má dvě až čtyři lopatky. Lopatky mohou být nastavitelné nebo jsou napevno přichyceny k náboji. Axiální čerpadlo se podobá Kaplanově turbíně s tím rozdílem, že tekutina proudí z druhé strany. Oběžné kolo vrtulového čerpadla nemá věnec, ve kterém by lopatky byly uloženy.

Axiální čerpadla jsou vhodná pro čerpání velkého množství kapaliny do malých výšek. Uplatnění najdou hlavně při čištění a úpravě vod jako čerpadla vratných kalů, ve vodohospodářství při přečerpávání přívalových dešťových vod a v zavlažovacích systémech. [6] Výhodou těchto čerpadel s otočně uloženými lopatkami je to, že je možné toto čerpadlo přímo regulovat.

Axiální čerpadla mají velmi špatnou sací schopnost, a proto se musí provozovat zavodněné.

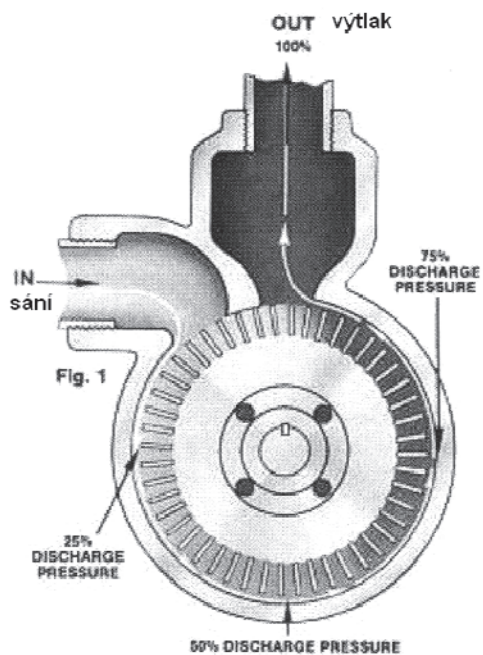


Obrázek 4 - Axiální čerpadlo [6]

1.1.2 Čerpadla obvodová

Obvodová čerpadla jsou ta, u nichž kapalina vstupuje a vystupuje z oběžného kola zpravidla jen na části obvodu. Toto čerpadlo je znázorněno na obr. 5. Obvodová čerpadla se též někdy nazývají čerpadla vířivá.

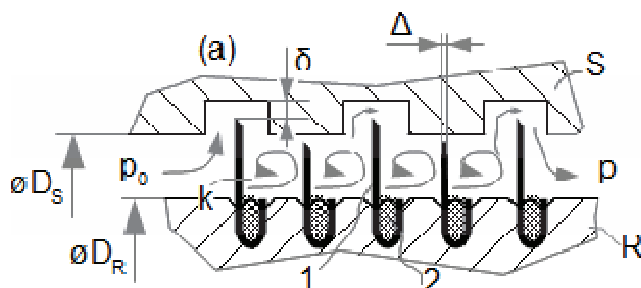
Používají se v potravinářském a chemickém průmyslu, kde se s nimi čerpají lehké šťávy nebo paliva s malou viskozitou (benzín).



Obrázek 5 - Obvodové čerpadlo [8]

1.1.3 Čerpadla labyrintová

Labyrintová čerpadla jsou ta, u nichž kapalina přichází i odchází ve směru mezery mezi rotorem a statorem, v jehož spirálových drážkách (labyrintech) dochází ke zvyšování tlaku. Schéma průchodu kapaliny čerpadlem je na obr. 6.

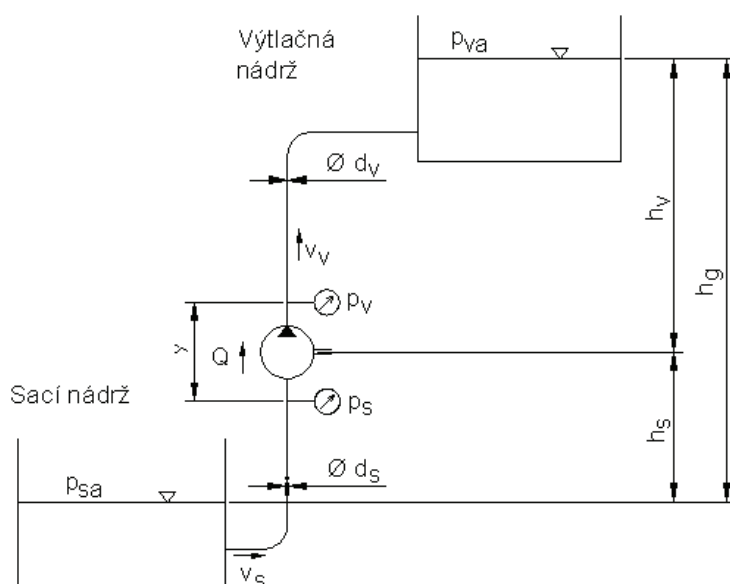


Obrázek 6 – Princip fungování labyrintového čerpadla [10]

2 Zařazení hydrodynamických čerpadel do hydraulického systému

Čerpadlo pracuje v systému, který k němu přivádí a odvádí kapalinu například potrubím nebo kanálem. [11] Čerpadlo dodává kapalině potřebnou tlakovou a kinetickou energii. Naopak v potrubí se energie dodána čerpadlem spotřebovává. Při ustálené dopravě kapaliny jsou obě složky hydraulického systému v rovnováze. To znamená, že hlavní parametry, kterými jsou průtok Q a měrná energie Y , jsou pro potrubní systém a čerpadlo stejné. Tyto dva parametry jsou na sebe navzájem vázány. [5]

Jednoduchý hydraulický systém na obr. 7 bývá jen v některých případech použit. Častěji se setkáme se systémy s úseky řazenými za sebou – sériově a vedle sebe – paralelně.



Obrázek 7 – Schéma jednoduchého hydraulického systému [11]

2.1 Určení hlavních parametrů čerpání

Hlavní parametry čerpání rozlišujeme pro potrubí a pro čerpadlo. U čerpadel bývají parametry uvedené výrobcem a pro potrubí je potřeba tyto parametry dopočítat, v závislosti na průměru potrubí, geodetických výškách, atd.

2.1.1 Určení hlavních parametrů hydraulického potrubí

Objemový průtok

Objemový průtok je při návrhu hydraulického systému zpravidla jednou z výchozích veličin. Proto vybíráme čerpadlo, které splňuje naše požadavky. Objemový průtok (případně hmotnostní průtok) potřebujeme znát pro vypočítání dalších parametrů.

Obecný vztah pro výpočet průtoku potrubím:

$$Q = v \cdot S \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

S Plocha průřezu potrubí $[\text{m}^2]$

v Rychlost proudění kapaliny $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

Měrná energie potrubí

Je to energie, kterou je potřeba dodat 1 kg kapaliny, abychom dosáhli potřebných parametrů. Ve výpočtech ji značíme jako Y_p a určíme ji z energetické bilance čerpacího systému. Při výpočtu měrné energie se využívá geodetických a tlakových parametrů na systému, významnou úlohu zde hrají hydraulické odpory v potrubí, ty mohou být třecí a místní. Předpokládáme ustálené proudění v potrubí. [11]

$$Y_p = gH_d = \frac{p_{va} - p_{sa}}{\rho} + g \cdot h_g + Y_z \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Y_p měrná energie potrubí $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

g gravitační zrychlení $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$

p_{va}, p_{sa} tlak v sací/výtlačné nádrži $[\text{Pa}]$

ρ hustota kapaliny $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

Y_z měrná ztrátová energie potrubí $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$$Y_z = Y_{zs} + Y_{zv} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$Y_{zs} = \lambda \cdot \frac{l_s}{d_s} \cdot \frac{c_s^2}{2} + \sum \xi_s \frac{c_s^2}{2} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$Y_{zv} = \lambda \cdot \frac{l_v}{d_v} \cdot \frac{c_v^2}{2} + \sum \xi_v \frac{c_v^2}{2} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Y_{zs} měrná ztrátová energie sacího potrubí $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Y_{zv} měrná ztrátová energie výtlačného potrubí $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$

l_s, l_v délka sacího, výtlačného potrubí $[\text{m}]$

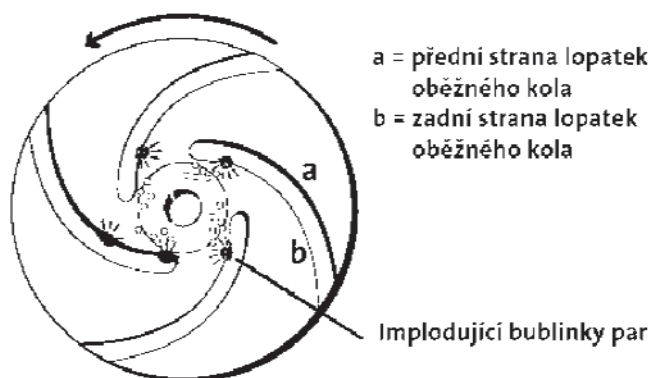
d_s, d_v průměr sacího, výtlačného potrubí $[\text{m}]$

c_v, c_s rychlost kapaliny ve výtlačném/sacím potrubí $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

ξ_s, ξ_v součinitele místních ztrát $[1]$

Kavitace v čerpadle

Kavitace se vyskytuje na zadní straně lopatek obr. 8. Vzniká v důsledku toho, že tlak v čerpadle je nižší než tlak nasycených par kapaliny obr. 9. To znamená, že na vstupu do oběžného kola čerpadla se začnou vytvářet bublinky vlivem nízkého tlaku par. Při zvýšení tlaku bublinky implodují, což vytváří rázové vlny. Při kavitaci dochází k poškození zadních stran lopatek oběžného kola, které může vést až k úplnému znehodnocení. [5]

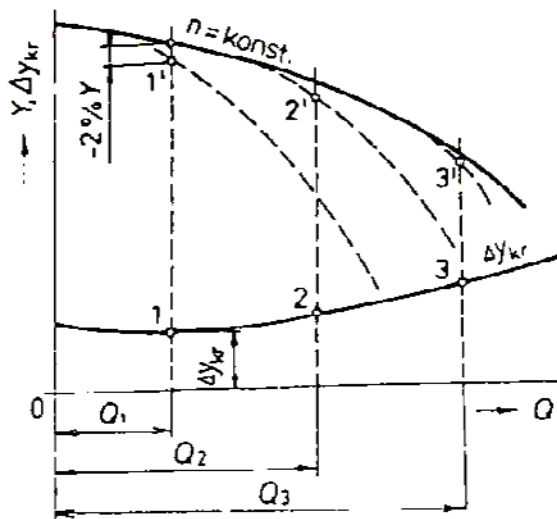


Obrázek 8 – Kavitace na oběžném kole [18]



Obrázek 9 – Průběh tlaků na lopatce oběžného kola [18]

V důsledku kavitace se průtok čerpadla Q a dopravní výška H snižuje, což má za následek celkové snížení výkonových parametrů čerpadla, to je znázorněno na obr. 10. Poškození čerpadla kavitací se často zjistí až po jeho rozmontování. Kavitace se může projevovat zvýšenou hlučností a vyššími vibracemi při provozu čerpadla. To může mít za následek poškození ložisek, těsnění na hřídeli a svarů na čerpadle. [19]



Obrázek 10 – Změna charakteristiky čerpadla vyvolaná kavitací [5]

Dovolená sací výška

Dovolená sací výška se určuje proto, abychom předešli kavitaci v čerpadle. Tato výška nám určuje dovolené možnosti osazení čerpadla v systému, tak aby byl vyloučen vznik kavitace.

Tlak na hladině v sací nádrži [Pa]

Tlak nasycených par [Pa]

Hustota kapaliny [kg m^{-3}]

Dovolená kavitační deprese (měrná kavitační energie)

Ztrátová výška v sacím potrubí

Kritická kavitační deprese

Kavitační deprese

Kritická kavitační deprese se určuje pomocí kavitační zkoušky. Je to hodnota minimálního dovoleného tlaku na vstupu do čerpadla. Při této hodnotě spolehlivě nedochází v čerpadle ke kavitaci. [5]

$$\Delta y_{kr} = \frac{p_s - p_w}{\rho} - \frac{c_s^2}{2} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

p_s Tlak na sání [Pa]

p_w Tlak nasycených par [Pa]

ρ Hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

c_s Rychlost kapaliny v sacím potrubí [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Návrh průměru potrubí

Vycházíme ze vztahu:

$$Q = c \cdot S \Rightarrow S = \frac{Q}{c} \quad [\text{m}^2]$$

S Plocha průřezu potrubí [m^2]

Q Objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

c Rychlost proudění kapaliny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Pro potrubí kruhového průřezu

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot c}} \quad [\text{m}]$$

Q_v Objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

c Rychlost proudění kapaliny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Doporučené hodnoty rychlosti proudění pro některé látky jsou tabelovány [13]:

- Voda $0,5 \div 3 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
- Plyn $7 \div 25 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$
- Pára $20 \div 70 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$

Výpočet Reynoldsova čísla

Pro výpočet ztrát je důležité znát režim proudění v potrubí. Ten můžeme posoudit pomocí Reynoldsova čísla.

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} \quad [1]$$

c Rychlost proudění kapaliny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

d Průměr potrubí [m]

ν Kinematická viskozita kapaliny [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

Jestliže $Re \leq 2320$ znamená to, že jde o laminární proudění.

Jestliže $Re > 2320$ znamená to, že jde o turbulentní proudění.

Výpočet součinitele tření v potrubí

Pro laminární proudění

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad [1]$$

Pro turbulentní proudění

Při turbulentním proudění dochází v potrubí k větším ztrátám než při laminárním proudění. Je to dáno tím, že při turbulentním proudění je součinitel tření λ závislý nejen na Reynoldsově čísle, ale také na relativní drsnosti potrubí. Výpočet drsnosti potrubí při turbulentním proudění můžeme počítat podle různých autorů. Tyto výpočty jsou odvozeny z experimentálních měření. [13]

Relativní drsnost potrubí

$$\varepsilon = \frac{d}{k} \quad [1]$$

d průměr potrubí [m]

k střední hodnota nerovnosti na stěně potrubí – absolutní drsnost [m]

Druh potrubí	Stav potrubí	k [mm]
azbestocementové	nové	0.5
	po použití	1
ocelové bezešvé	nové	0.01-0.02
	po použití	0.15
	po delším provozu	0.3
ocelové svařované	nové	0.03-0.1
	mírně zrezivělé	0.3-0.7
	silně zrezivělé	2-4
litinové	nové	0.01-0.16
	po použití	0.5-1.5
	silně zrezivělé	2-3
plastové (PVC, PE)	nové	0.001-0.003
	po delším provozu	0.01-0.015
betonové	nové	0.15-0.5
	po delším provozu	1-3

Tabulka 1 – Hodnoty nerovností na stěně potrubí pro různé materiály [13]

- Hydraulicky hladké potrubí

Při výpočtu součinitele tření λ pro hydraulicky hladká potrubí je součinitel λ pouze funkcí Reynoldsova čísla $\lambda = f(Re)$. K výpočtu používáme empirický vztah podle Blasia.

Autor	Vzorec	Oblast použití
Blasius	$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad [1]$	$2320 < Re < 8 \cdot 10^4$

Tabulka 2 – Vzorec pro výpočet třecího součinitele pro laminární proudění [13]

- Přejížděvací oblast

V přejížděvací oblasti uvažujeme smíšené tření. Součinitel tření zde závisí na Reynoldsově číslu i na relativní drsnosti potrubí. Tuto oblast můžeme počítat podle různých autorů, kteří vyjádřili své vztahy na základě vztahu Colebrook – White. [13]

Autor	Vzorec	Oblast použití
Colebrook – White	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log \left(0,27 \cdot \frac{k}{d} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right)$	$Re > 4 \cdot 10^3$
Altšul	$\lambda = 0,1 \left(\frac{100}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25}$	$Re > 4 \cdot 10^3$
Churchill	$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}}$ $a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \varepsilon \right) \right]^{16}$ $b = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$	$Re > 4 \cdot 10^3$

Tabulka 3 – Přehled vzorců pro výpočet třecího součinitele v přechodové oblasti [13]

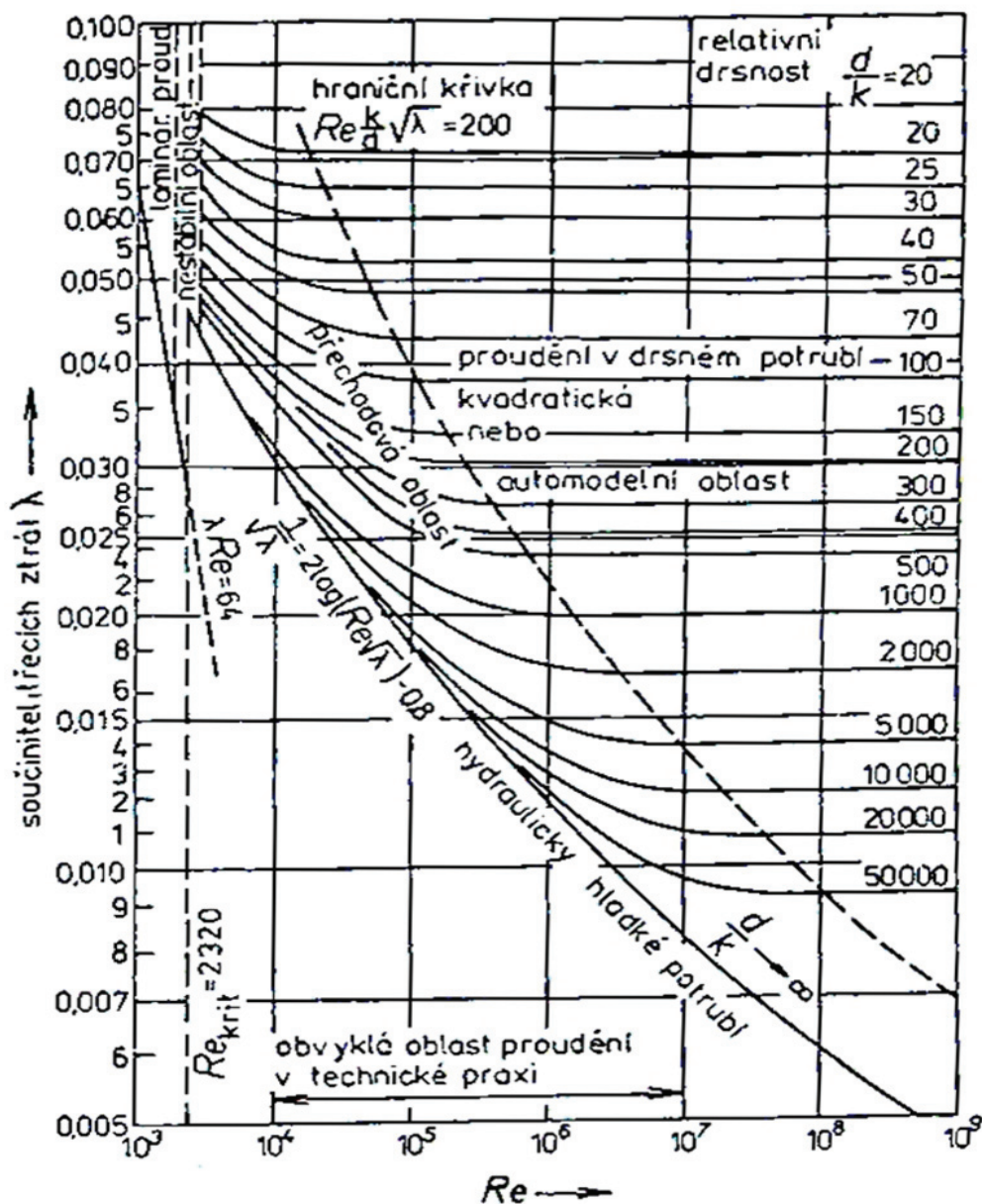
- Oblast vyvinutého turbulentního proudění

V oblasti vyvinutého turbulentního proudění je účinek třecích sil natolik velký, že odpadá závislost třecího součinitele λ na Reynoldsově čísle. Je to oblast, kde hodnota Reynoldsova čísla přesáhla mezní hodnotu Reynoldsova čísla Re_M obr. 13. Třecí součinitel počítáme podle Nikuradseho vzorce. [17]

Autor	Vzorec	Oblast použití
Nikuradse	$\lambda = \frac{1}{\left(2 \cdot \log \frac{d}{k} + 1,138 \right)^2} \quad [1]$	$Re > 4 \cdot 10^3$

Tabulka 4 – Přehled vzorců pro výpočet třecího součinitele v oblasti vyvinutého turbulentního proudění [13]

Nikuradseho diagram obr. 11 zobrazuje výše zmíněné druhy proudění v závislosti na Reynoldsově čísle a součiniteli třecích ztrát. V diagramu je vyznačeno Re kritické, při kterém dochází ke změně laminárního proudění na turbulentní. Oblast kolem této hodnoty bývá označována jako přechodová oblast (obr. 11- nestabilní oblast). Nad hraniční křivkou obr. 11 se nachází oblast vyvinutého turbulentního proudění.



Obrázek 11 – Graf závislosti součinitele třecích ztrát na Reynoldsově čísle [5]

2.1.2 Měrná energie čerpadla

Je to energie, kterou musí čerpadlo dodat 1 kg dopravované kapaliny. Určí se měřením v charakteristických průřezích čerpadla (zpravidla na sacím a výtlačném hrdle).

$$Y_{\text{č}} = gH = \frac{p_v - p_s}{\rho} + g \cdot y + \frac{c_v^2 - c_s^2}{2} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$Y_{\text{č}}$ měrná energie čerpadla [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

g gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

p_v, p_s tlak na výtlačku/sání [Pa]

ρ hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

y rozdíl výšek mezi měřením tlaku p_v a p_s [m]

c_v, c_s rychlost kapaliny v místech měření p_v a p_s (jestliže průměr potrubí na vstupu a výstupu z čerpadla je stejný pak $\frac{c_v^2 - c_s^2}{2} = 0$) [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

V ustáleném stavu musí nastat rovnováha měrné energie požadované hydrodopravním systémem a dodávané čerpadlem. To se projeví průsečíkem charakteristiky čerpadla a potrubí. [12]

Hydraulický výkon čerpadla [5]

$$P_h = \rho \cdot Q_v \cdot Y_\zeta \quad [\text{W}]$$

ρ hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Q_v Objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

Y_ζ měrná energie čerpadla [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

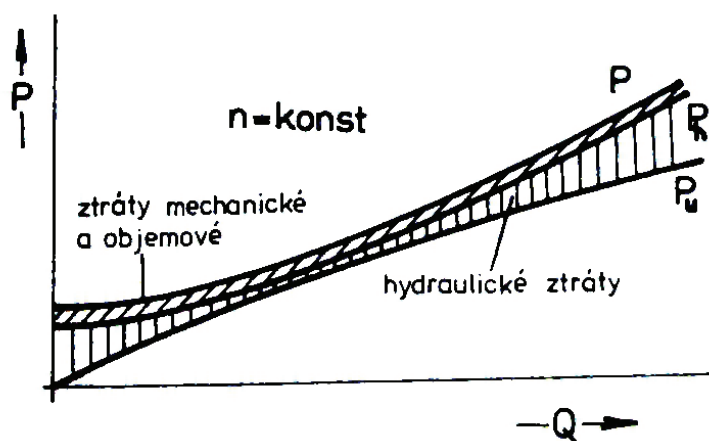
Příkon hydrodynamického čerpadla [5]

Na obr. 12 je znázorněn rozdíl mezi hydraulickým výkonem a příkonem čerpadla. Je zde znázorněno jaký vliv na výkon mají jednotlivé druhy ztrát v čerpadle.

$$P = \frac{P_h}{\eta_\zeta} \quad [\text{W}]$$

P_h Hydraulický výkon čerpadla [W]

η_ζ Účinnost čerpadla [1]



Obrázek 12 – Příkon hydrodynamického čerpadla v závislosti na průtoku [11]

Účinnost čerpadla [5]

$$\eta_\zeta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad [1]$$

P_h	Hydraulický výkon čerpadla [W]
P	Příkon čerpadla [W]
η_h	hydraulická účinnost [1]
η_m	mechanická účinnost [1]
η_v	objemová účinnost [1]

Hydraulická účinnost [5]

$$\eta_h = 1 - \frac{k}{\left(\frac{Q_v \cdot n_b}{n}\right)^{\frac{1}{6}}} \quad [1]$$

k	Relativní drsnost hydraulicky významných povrchů [m]
Q_v	Objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
n_b	Rychloběžnost [1] (viz. kap. 4.2.1)
n	Provozní otáčky čerpadla [s^{-1}]

Drsnost povrchu

Drsný povrch $k = 0,325$

Střední drsnost $k = 0,265$

Hladký povrch $k = 0,203$

Objemová účinnost odstředivých čerpadel

$n_q [\text{s}^{-1}]$	10	20	30	40	50	60	70
$\eta_v [1]$	0,9418	0,964	0,9712	0,978	0,979	0,982	0,983

Tabulka 5 – Přehled objemové účinnosti odstředivých čerpadel v závislosti na charakteristických otáčkách [5]

Vnitřní mechanická účinnost odstředivých čerpadel

$n_q [\text{s}^{-1}]$	10	20	30	40	50	60	70
$\eta_m [1]$	0,619	0,866	0,936	0,962	0,976	0,983	0,987

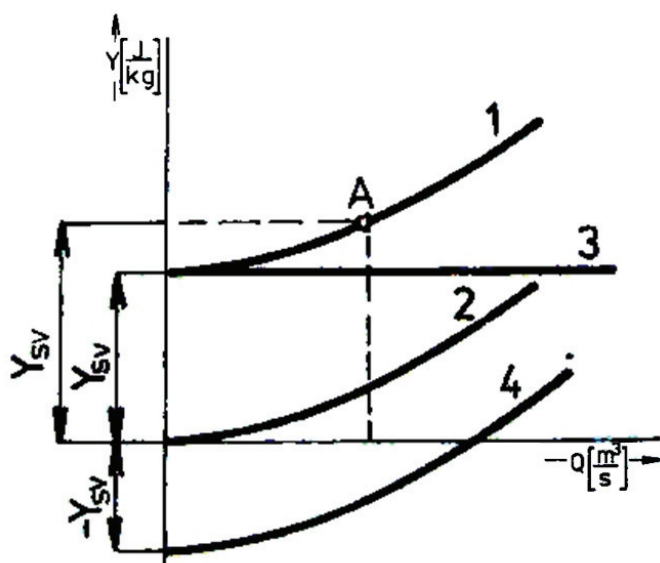
Tabulka 6 – Přehled mechanické účinnosti odstředivých čerpadel v závislosti na charakteristických otáčkách [5]

3 Charakteristiky čerpacího systému

Charakteristiky čerpacího systému jsou především závislosti parametrů měrné energie Y a objemového průtoku Q . Proto se jim také říká $Y - Q$ charakteristiky. S jejich pomocí se určuje provozní bod čerpání.

3.1 Charakteristika potrubí

Charakteristika potrubí je charakteristikou pasivní spotřeby hydraulické energie, posuzované parametry měrné energie Y na průtoku kapaliny potrubím Q . Uvažujeme průtok potrubím se zpětnou klapkou, tudíž kapalina může protékat jen jedním směrem. [5]



Obrázek 13 – Typické charakteristiky potrubí [11]

Správný výpočet charakteristiky potrubí je základním předpokladem ekonomického provozu systému potrubí – čerpadlo. Vzhledem k tomu, že se součinitel třecích ztrát v průběhu životnosti mění v důsledku koroze, zanášení a dalších vlivů, mění se i provozní podmínky. Grafický průběh typických charakteristik potrubí je na obr. 13.

Křivka 1 je nejčastější případ, statická energie potrubí a ztrátová energie jsou nenulové $Y_{st} \neq 0$, $Y_z \neq 0$. Křivka 2 znázorňuje dopravu mezi otevřenými nádržemi a statická energie je nulová $Y_{st} = 0$, $Y_z \neq 0$. Křivka 3 je pro velmi krátké potrubí, kde jsou uvažovány nulové ztráty $Y_z = 0$. Křivka 4 je pro potrubí se zápornou sací výškou, statická energie je mnohonásobně vyšší než ztrátová $Y_{st} \gg Y_z$. [11]

3.2 Charakteristika čerpadla

Charakteristika čerpadla závisí na tvaru oběžného kola a to na základě hydrodynamické podobnosti, kterou určujeme pomocí rychloběžnosti n_b .

Charakteristiky čerpadel zahrnují souvislost hlavních parametrů Q-Y a parametry vystihující provozní vlastnosti čerpadla, jakými jsou příkon, moment, otáčky, účinnost a kavitační vlastnosti. [11]

3.2.1 Rychloběžnost čerpadel

Nejúčelnějším tříděním typů čerpadel z hydraulického hlediska je podle rychloběžnosti. Rychloběžnost charakterizuje tvar kanálů oběžného kola jak je vidět na obr. 15. Hydraulické možnosti různých typů kanálů je možné kvantitativně vyjádřit pomocí rovnice definující rychloběžnost. [5]

$$n_b = n \cdot Q_v^{0,5} \cdot Y_{\zeta}^{-0,75} \quad [1]$$

n	Provozní otáčky čerpadla [s^{-1}]
Q_v	Objemový průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]
Y_{ζ}	Měrná energie čerpadla [$J \cdot kg^{-1}$]

Měrné objemové otáčky

$$n_q = n \cdot Q_v^{0,5} \cdot H^{-0,75} \quad [min^{-1}]$$

n	Provozní otáčky čerpadla [s^{-1}]
Q_v	Objemový průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]
H	Dopravní výška čerpadla [m]

Měrné výkonové otáčky

$$n_s = 3,65 \cdot n_q \quad [min^{-1}]$$

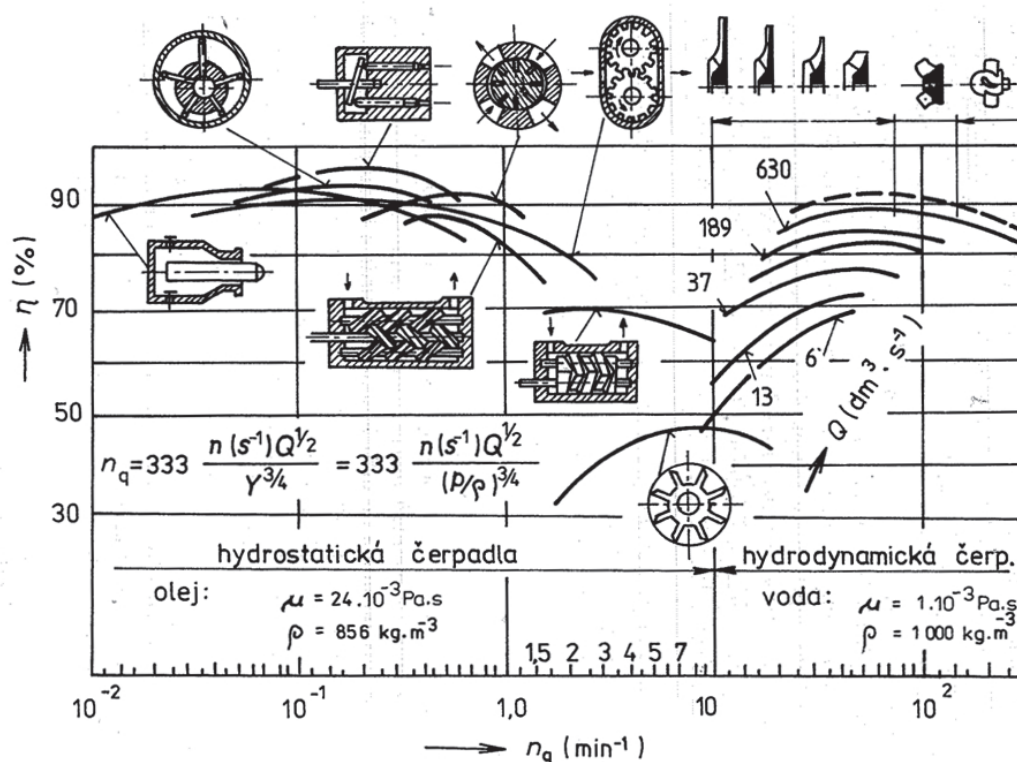
Podle měrných (výkonových) otáček n_s , případně n_q nebo n_b , lze určit tvar oběžného kola, přibližný průběh charakteristik čerpadla, ale také jeho předpokládanou účinnost, kavitační vlastnosti, oblast použití. Na obr. 14 je znázorněno použití jednotlivých typů čerpadel v závislosti na objemových otáčkách n_q . Při nízkých výkonových otáčkách použijeme kolo radiální, s rostoucími otáčkami diagonální a pro nejvyšší otáčky kolo axiální. Kolo axiální je vhodné pro velké průtoky a malé měrné energie (dopravní výšky),

naproti tomu kolo (čerpadlo) radiální použijeme pro malé průtoky a vyšší měrné energie.
[11]

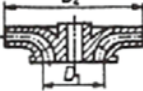
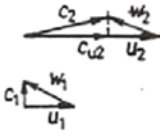
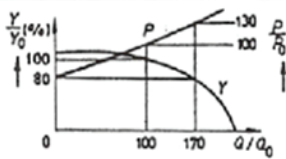
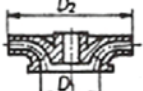
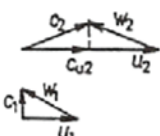
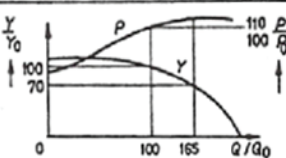
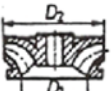
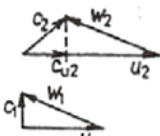
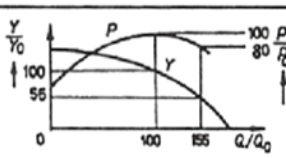

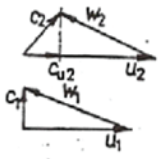
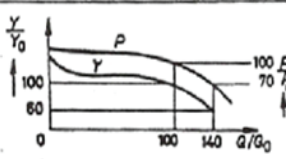
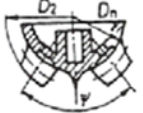
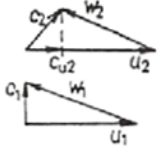
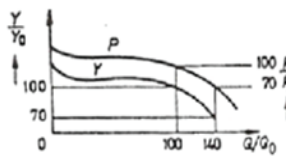
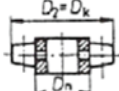
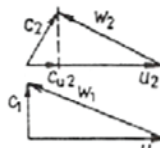
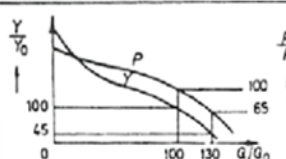
- Radiální čerpadlo $n_s = (30 \div 300) \text{min}^{-1}$
- Diagonální čerpadlo $n_s = (300 \div 540) \text{min}^{-1}$
- Diagonální čerpadlo $n_s = (540 \div 1260) \text{min}^{-1}$

Převodní vztah

$$n_s = 1214 \cdot n_b = 3,65 \cdot n_q \text{ [min}^{-1}\text{]}$$



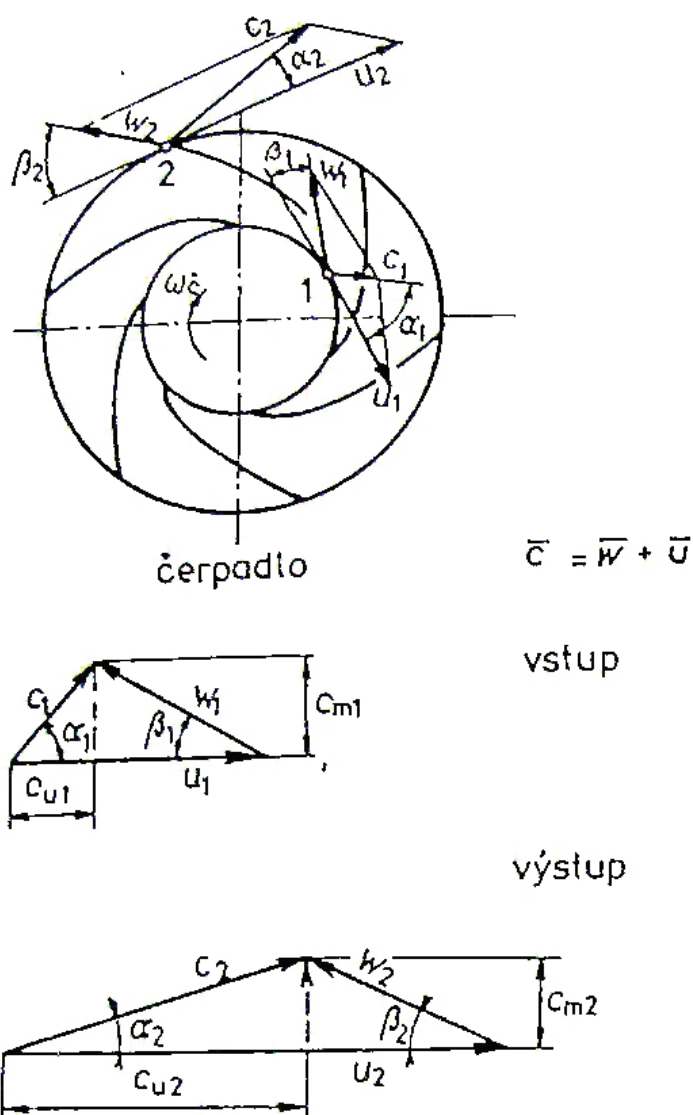
Obrázek 14 – Třídění různých typů (hydrostatických a hydrodynamických) čerpadel podle specifických objemových otáček n_q a maximální účinnosti η [11]

Měrné otáčky n_q (min^{-1})	Typ oběžného kola	Meridiánový řez oběžným kolem	Výstupní a vstupní rychlostní trojúhelníky	Charakteristiky čerpadla
10 až 30	radiální	$D_2/D_1 = 3,5$ až 2 		
22 až 60	radiální se zborcenými lopatkami	$D_2/D_1 = 2$ až 1,5 		
50 až 70	Francisovo	$D_2/D_1 = 1,5$ až 1,3 		
70 až 120	diagonální	$D_2/D_1 = 1,2$ až 1,1 		
60 až 135	diagonální vrtulové	$D_2/D_s = 1,25$ až 1,9 $\psi = 70^\circ$ až 120° 		
110 až 410	axiální vrtulové	$D_2/D_s = 1,6$ až 2,4 		

Obrázek 15 – Různé druhy použití oběžných kol a jejich charakteristiky v závislosti na měrných otáčkách n_q [11]

3.2.2 Kinematické poměry v oběžném kole HD čerpadla

V čerpadle dochází k přeměně kinetické energie kapaliny v energii tlakovou. Tlak kapaliny na výstupu je funkčně závislý na kinetických hodnotách kapaliny. Kinematické poměry na oběžném kole jsou znázorněny na obr. 16. Přeměna mechanické energie (oběžného kola) na energii hydraulickou začíná na vstupní hraně lopatky obr. 16 bod 1 a končí na výstupní hraně lopatky obr. 16 bod 2.



Obrázek 16 – Kinematické poměry v oběžném kole čerpadla [5]

V oběžném kole jsou kinematické poměry vyjádřeny pomocí rychlosti c – absolutní rychlosti kapaliny, w – relativní rychlosti kapaliny a u – unášivě neboli obvodové rychlosti kapaliny. Tyto rychlosti jsou znázorněny pomocí rychlostních trojúhelníků.

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

Rychlostní trojúhelníky se konstruuji tak, že základnu tvoří unášivá rychlost u . Absolutní rychlost svírá s unášivou rychlostí úhel α . Relativní rychlost svírá s unášivou rychlostí úhel β .

Doplňujícími složkami v rychlostním trojúhelníku jsou rychlosti c_m – meridiánová rychlost, přitom platí $c_m = c \cdot \sin \alpha$ (je kolmá na unášivou rychlost u) a c_u – hybná složka absolutní rychlosti, přitom platí $c_u = c \cdot \cos \alpha$. [5]

Rovnice kontinuity vyjadřuje ustálený průtok kapaliny oběžným kolem a je vyjádřena pomocí meridiánové rychlosti c_m .

$$Q_V = \pi \cdot D \cdot b \cdot c_m \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

D Průměr oběžného kola [m]

b Šířka oběžného kola na příslušném průměru [m]

c_m Meridiánová rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Změna momentu hybnosti kapaliny na oběžném kole:

$$M = \frac{F_2 \cdot D_2}{2} - \frac{F_1 \cdot D_1}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{m}]$$

F Síla, kterou působí lopatka na kapalinu [N]

D Průměr oběžného kola [m]

Teoretický výkon hydrodynamického stroje (~~Eulerova čerpadlová rovnice~~):

$$P = M \cdot \omega = Q \cdot \rho \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad [\text{W}]$$

M Moment hybnosti kapaliny [$\text{N} \cdot \text{m}$]

ω Úhlová rychlost oběžného kola [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

u Unášivá (obvodová) rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

c_u Hybná složka absolutní rychlosti [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Srovnáme-li vztah pro teoretický výkon vyplývající z kinematických poměrů v oběžném kole se vztahem

$$P = Q \cdot \rho \cdot Y_t \quad [\text{W}]$$

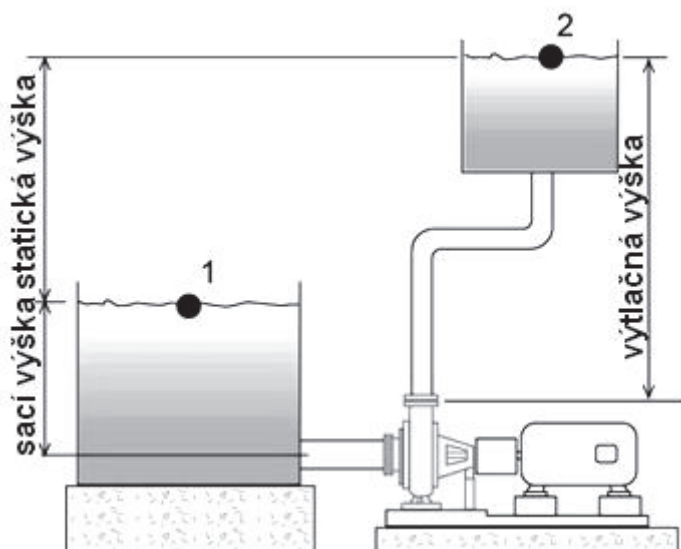
je zřejmé, že teoretická měrná energie odvozená za předpokladu ideální kapaliny a nekonečného počtu nekonečně tenkých lopatek je dána Eulerovou čerpadlovou rovnicí ve tvaru

$$Y = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

3.3 Charakteristika systému

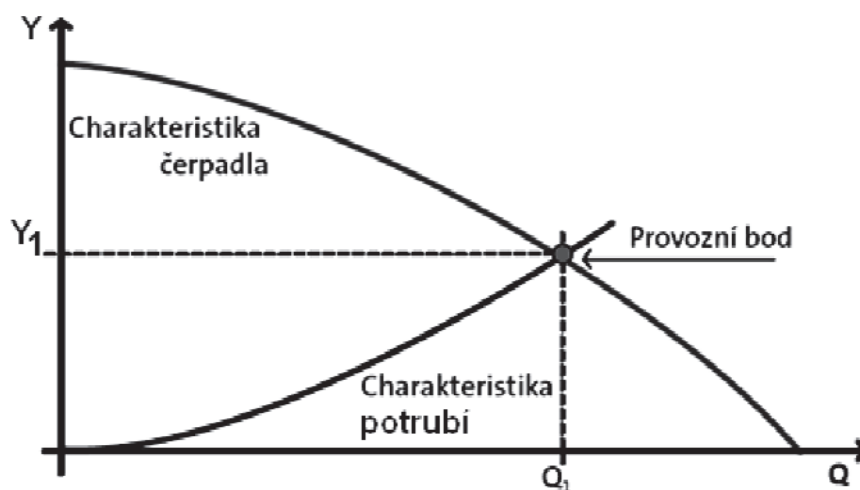
Tuto charakteristiku udáváme v rámci daného systému jako závislost mezi průtokem a měrnou energií. Charakteristika závisí na tom, o jaký typ systému jde, zda jde o uzavřený nebo otevřený. Uzavřený systém je takový, kde čerpadlo překonává pouze ztráty třením v porubí, armaturách, tvarovkách a jiných komponentech instalovaných v soustavě. V otevřeném systému musí čerpadlo překonávat stejné odpory jako v systému

uzavřeném, ale navíc musí překonat statickou dopravní výškou. Příkladem tohoto systému je systém zásobování vodou, příklad systému je na obr. 17.



Obrázek 17 – Schéma otevřeného systému s nátokovou dispozicí [18]

Pokud vyneseme charakteristiku potrubního systému ve stejném souřadném systému v jakém je charakteristika čerpadla, výsledný průsečík těchto dvou křivek je provozní bod systému, obr. 18. To je bod, který je optimální pro provoz čerpadla v systému. [18]



Obrázek 18 – Charakteristika systému [18]

Vlivem stárnutí komponentů, jejich opotřebení, koroze či zanášením nečistotami se budou měnit i provozní vlastnosti. V důsledku toho se budou měnit i charakteristiky jakožto i optimální provozní podmínky. [5]

4 Regulace výkonových parametrů

Pro nastavení optimálního provozního bodu se používá regulace na čerpadle. Regulace lze rozdělit jako proměnlivé, kterou je například natočení lopatek axiálního čerpadla či změna otáček nebo trvalé mezi které se řadí například úprava průměru oběžného kola.

4.1 Regulace škrcením na výstupu

Při tomto způsobu regulace je použita škrticí armatura zapojená v sérii těsně za výtláčným hrdlem čerpadla, která umožňuje měnit nastavení provozního bodu. Při regulaci škrcením dochází k redukci průtoku, čímž se zvětšuje strmost charakteristiky potrubí. Při průtoku bez škrcení má hydraulický systém průtok Q_0 , obr. 19. Provozní bod systému je 1. Při použití škrticí armatury zapojené do série s čerpadlem se velikost průtoku bude redukovat na hodnotu Q_2 . Při regulaci škrcením dochází k maření velkého množství energie (účinnosti), která se mění v teplo. [14]

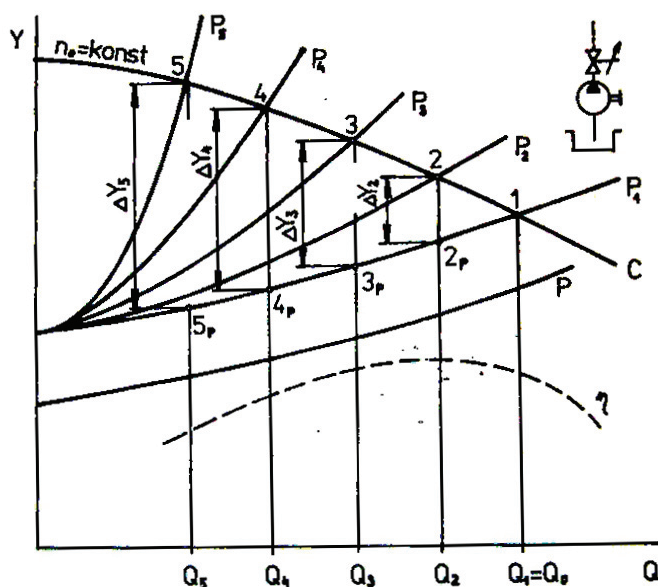
Maření účinnosti při regulaci škrcením na výstupu

$$\eta_s = \eta_{cn} \cdot \frac{Y_{pn}}{Y_{cn}} \quad [1]$$

η_{cn} účinnost čerpadla v daném bodě křivky [1]

Y_{pn} měrná energie potrubí v daném bodě křivky [$J \cdot kg^{-1}$]

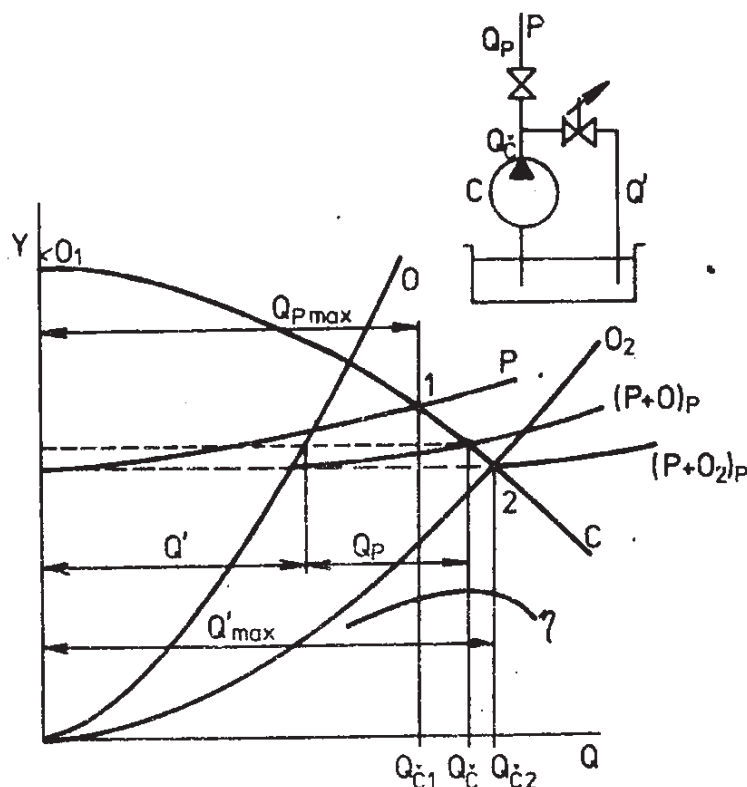
Y_{cn} měrná energie čerpadla v daném bodě křivky [$J \cdot kg^{-1}$]



Obrázek 19 – Charakteristika při regulaci škrcením na výstupu [14]

4.2 Regulace obtokem

Při řízení průtoku čerpadla obtokem je do soustavy připojeno potrubí obtoku s regulačním ventilem. Tato armatura je připojena za výtlak z čerpadla, před zpětný a regulační ventil. Regulační obtok může být zaústěn do sací nádrže. Schéma zapojení a charakteristika je na obr. 20. Při této regulaci je možné nastavit nulový průtok.



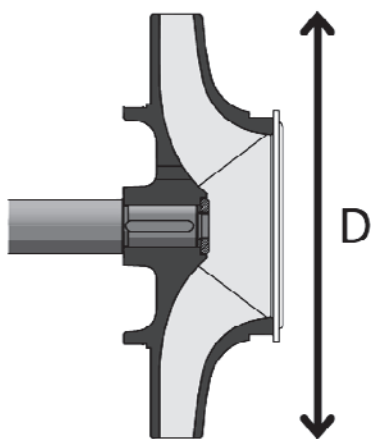
Obrázek 20 – Charakteristika při regulaci obtokem [14]

4.3 Úprava průměru oběžného kola čerpadla

Dalším způsobem regulace výkonových parametrů odstředivého čerpadla je úpravou průměru oběžného kola čerpadla, obr. 21. Jak průtok Q , tak měrná energie Y se mění se změnou průměru oběžného kola. Úpravu průměru oběžného kola čerpadla nelze provádět za provozu čerpadla. Ve srovnání se způsoby regulace škrcením a obtokem, které je možno aplikovat během provozu čerpadla. Tato úprava musí být provedena před instalací čerpadla nebo před jeho uvedením do provozu. Následující vzorce ukazují vztah mezi průměrem oběžného kola a parametry čerpadla. [14]

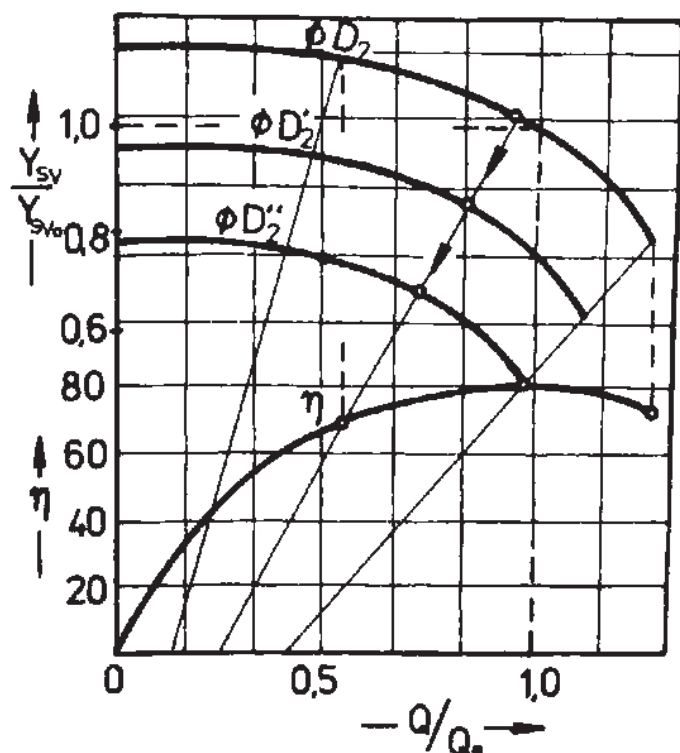
$$\frac{Q_n}{Q_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2$$

$$\frac{Y_n}{Y_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2$$



Obrázek 21 – Radiální oběžné kolo [19]

V případě provedení menších úprav průměru oběžného kola se účinnost čerpadla snižuje pouze o několik procent. Změna průměru musí splňovat . Stupeň snížení účinnosti závisí na typu čerpadla a na jeho provozním bodu. Vliv změny průměru oběžného kola na účinnosti je na obr. 22. [18]



Obrázek 22 – Charakteristika hydrodynamického čerpadla po zmenšené vnějšího průměru oběžného kola [11]

4.4 Otáčková regulace

Otáčková regulace měničem kmitočtu je nejúčinnějším způsobem regulace výkonu čerpadla, u něhož se vyžaduje provoz při proměnném průtoku.

Zákony afinity platí za podmínky, že charakteristika soustavy zůstane nezměněna pro parametr n a n' obr. 23. Z výkonové rovnice dále plyne, že účinnost čerpadla je při obou uvedených otáčkách stejná. Průtok čerpadla Q je přímo úměrný otáčkám čerpadla n . Měrná energie čerpadla Y je přímo úměrná druhé mocnině otáček n a výkon P je přímo úměrný třetí mocnině otáček n . V praxi nastane mírný pokles účinnosti. Účinnost při snížených otáčkách n' lze odhadnout na základě následující rovnice, která platí pro případy redukce otáček až na 50% maximálních otáček. [5]

$$\eta' = 1 - (1 - \eta_n) \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^{0,1} \quad [1]$$

n Původní otáčky čerpadla [s^{-1}]

n' Změněné otáčky čerpadla [s^{-1}]

η_n Původní účinnost čerpadla při otáčkách n [1]

Afínní vztahy vycházejí z geometrické podobnosti rychlostního trojúhelníku.

Změna průtoku se vypočítá ze vzorce:

$$\frac{Q_v}{Q'_v} = \frac{n}{n'}$$

Změna měrné energie se vypočítá ze vzorce:

$$\frac{Y}{Y'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2$$

Změna příkonu se vypočítá ze vzorce:

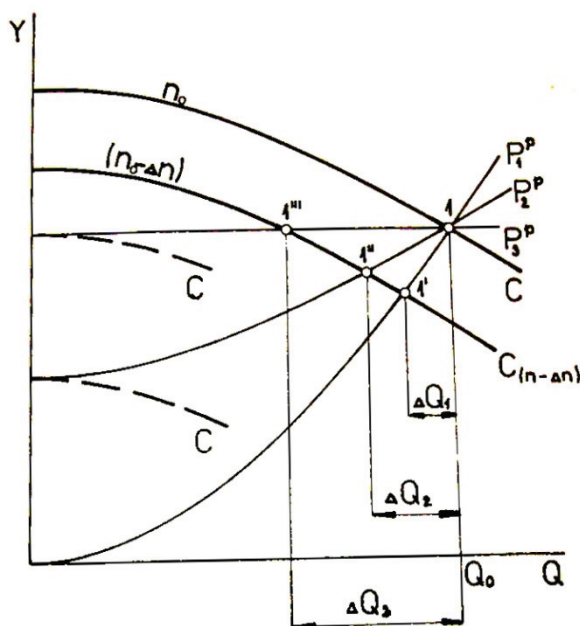
$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3$$

Změna průtoku se vypočítá ze vzorce:

$$\frac{M}{M'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2$$

Změna kavitační deprese se vypočítá ze vzorce:

$$\frac{\Delta y}{\Delta y'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2$$

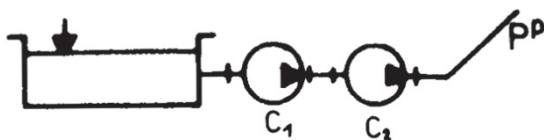


Obrázek 23 – Změna charakteristiky při změně otáček [12]

4.5 Regulace počtem čerpadel

Regulace počtem čerpadel je metoda jakou se skládají charakteristiky čerpadel, které jsou řazené paralelně či sériově. Tato metoda je obdobná se sériovým a paralelním řazením potrubí.

4.5.1 Sériové řazení čerpadel v hydraulickém systému



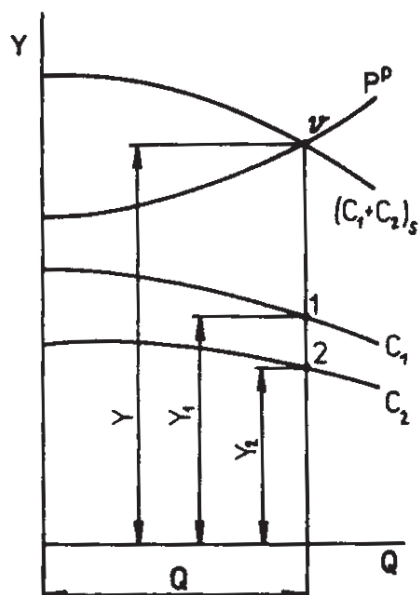
Obrázek 24 – Schéma sériového zapojení čerpadel [12]

Toto řazení je obdobou sériového řazení oběžných kol v čerpadle u více stupňových čerpadel. Schéma zapojení je na obr. 24. Pro určitý průtok Q je výsledná měrná energie sériově řazených čerpadel rovna součtu měrných energií jednotlivých čerpadel. Průtok v celém systému je konstantní. Charakteristika systému je na obr. 25.

$$Y_v = \sum Y_i \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_i \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

Nejjednodušší případ je, když sériově řazená čerpadla jsou ve stejné geodetické výšce a odpor spojovacího potrubí mezi nimi je zanedbatelný. [12]

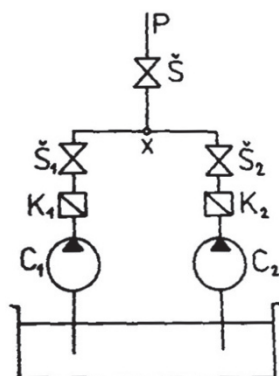


Obrázek 25 – Charakteristika sériově řazených čerpadel [12]

Výslednou účinnost dostaneme ze vztahu:

$$\eta_c = \frac{Y_1 + Y_2}{\frac{Y_1}{\eta_1} + \frac{Y_2}{\eta_2}} \quad [1]$$

4.5.2 Paralelní řazení čerpadel v hydraulickém systému



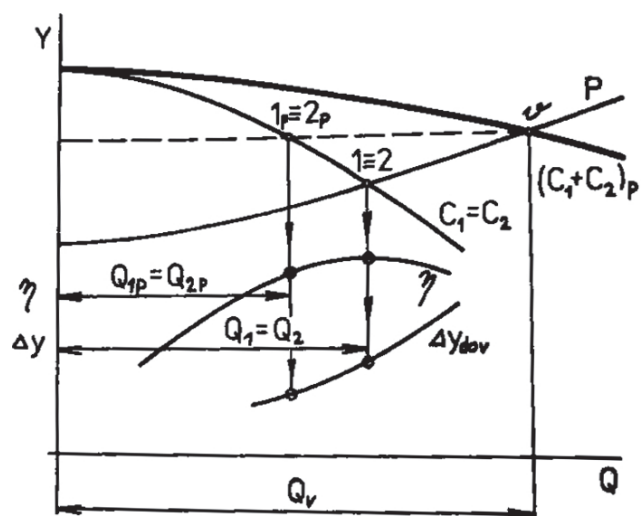
Obrázek 26 – Schéma paralelního zapojení čerpadel [12]

Základní podmínkou pro paralelně řazená čerpadla je, aby měrná energie nejmenšího čerpadla byla větší než měrná statická energie potrubního systému $Y_{\text{č}} > Y_{\text{st}}$. Schéma zapojení čerpadel je na obr. 26.

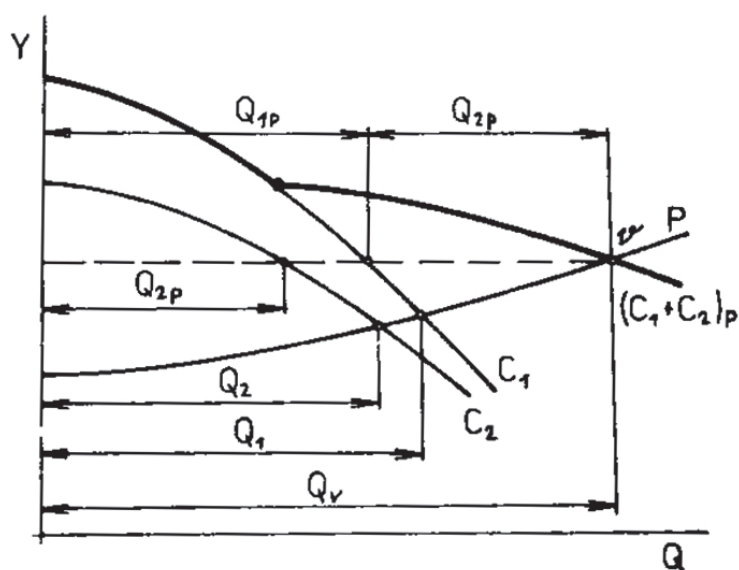
Měrné energie jednotlivých čerpadel jsou konstantní, zatímco průtok v systému se sčítá z průtoků jednotlivých čerpadel. Tudíž i potrubí za jednotlivými čerpadly tomu musí

být přizpůsobeno. Charakteristiky řazení dvou stejných čerpadel je na obr. 27 a dvou nesterjých čerpadel na obr. 28. [12]

$$Q_{vv} = \sum Q_i \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$



Obrázek 27 – Charakteristika dvou stejných paralelně řazených čerpadel [12]



Obrázek 28 – Charakteristika dvou nesterjých paralelně řazených čerpadel [12]

5 Návrh čerpadel pro dopravu vody do vodojemů v oblasti Horního Hanychova

5.1 Popis problematiky

Liberec je krajské město na severu České republiky. Město leží v údolí řeky Nisy mezi Jizerskými horami a Ještědským hřebenem s nejvyšší horou Ještěd (1012 m n. m.). Území města je rozděleno do 33 městských částí. Počet obyvatel se pohybuje kolem 104 000 obyvatel a v budoucnu by se neměl výrazně měnit. Předpokládá se mírný rozvoj průmyslové výroby a rozšíření místních služeb krajského města. Poloha města, jeho přírodní podmínky a rozšiřování ploch pro sportovní a kulturní vyžití jsou předpokladem i pro mírný rozvoj cestovního ruchu. Odhad dlouhodobé rekreace v městě Liberci je cca 5500 přechodně bydlicích lidí.

Z hlediska vodohospodářského má město Liberec specifické poměry, které nemají obdoby v jiném velkém městě v ČR. Tato místní specifičnost je dána velkou členitostí terénu. Město Liberec je zásobováno pitnou vodou z Oblastního vodovodu Liberec – Jablonec nad Nisou. Jedná se o vodárenský systém, který zásobuje vodou obě města jako největší odběratele z oblastních zdrojů. Na systém jsou také napojeny oblasti, kde buď je oblastním vodovodem zcela kryta potřeba vody, nebo je potřeba vody doplněna při využití místních zdrojů. Vodovodní síť v Liberci (Severočeská vodárenská společnost – Severočeské vodovody a kanalizace) zásobuje přibližně 92% odběratelů.

Vzhledem ke členitosti terénu a rozloze města je celá síť rozdělena do čtyř tlakových pásem. Voda je do sítě dodávána z oblastních zdrojů (napojení na oblastní vodovod) a v jednotlivých tlakových pásmech je využíváno i menších místních zdrojů. Jednotlivým pásmům jsou přiřazeny provozované vodojemy.

Rámcové vymezení tlakových pásem vodovodní sítě:

Dolní část města	327 až 367 m n.m.
Tlakové pásmo I.	358 až 408 m n.m.
Tlakové pásmo II.	408 až 442 m n.m.
Tlakové pásmo III.	442 až 480 m n.m.
Tlakové pásmo IV.	480 až 520 m n.m.
Horní část města	520 až 576 m n.m.

Přiřazení vodojemů jednotlivým tlakovým pásmům:

Tlakové pásmo	Vodojem	Kubatura (m ³)	Kóta max.hladiny m n.m.	Kóta min.hladiny m n.m.
I.	Ruprechtice VD.58.1/1-3	8 000	427,80	422,80
	Králův Háj VD.58.1/4	3 300	427,87	422,87
	Vratislavice I VD.58.1/5	400	429,70	425,30
I. tlak. pásmo celkem		11 700		
II.	Jizerský VD.58/10	15 000	467,60	462,60
	Ještědský VD.58/7	7 000	467,60	462,60
	Vesec VD.58/8	5 000	467,60	462,60
	Vratislavice II	1 000	467,56	462,75
II. tlak. pásmo celkem		28 000		
III.	Harcov VD.58/12	5 000	501,56	496,56
	Dolní Hanychov VD.58/11	250	500,43	497,58
	Jeřmanice VD.(OL.LB,JB)/2	6 000	501,58	496,58
III. tlak. pásmo celkem		11 250		
IV.	Orion VD.58/15	5 000	564,00	559,00
	Horní Hanychov VD.58/14	100	606,41	603,59
IV. tlak. pásmo celkem		5 100		
CELKEM		56 050		

Tabulka 7 – Parametry stanic v jednotlivých tlakových pásmech

Ve III. tlakovém pásmu je provozována čerpací stanice u vodojemu Dolní Hanychov 250 m³, která čerpá řadem DN 100 do vodojemu Horní Hanychov 2x50 m³. Dále se přečerpává voda řadem DN 100 z vodojemu Ještědský do vodojemu Dolní Hanychov - čerpací stanicí u Ještědského vodojemu ve II. tlakovém pásmu.

Současný nedostatek pitné vody pro nově navrhovanou zástavbu a pro rekreační oblast Ještědu s lyžařským střediskem vyššího významu si vyžádal vybudování vodojemu Bucharka (VDJ 2x150 m³). Vodojem Bucharka je podzemní stavba s nadzemní nástavbou vysokou 3,9 m. Realizací této stavby je umožněn další rozvoj lokality, tj. výstavba rodinných domů a zároveň rozvoj lyžařského areálu. Do nově vybudovaného vodojemu je voda čerpána z vodojemu Dolní Hanychov výtlačným řadem DN 300, což vyžaduje rekonstrukci čerpací stanice.

Voda z vodojemu Bucharka je částečně využívána pro zástavbu III. a IV. tlakového pásma a částečně přepouštěna do chladicí nádrže. Nádrž je součástí zařízení pro umělé zasněžení lyžařských tratí ve Sportovním areálu Ještěd (SAJ) v období prosinec až březen dodávkou 100dm³s⁻¹ po dobu 90 hodin pro jedno zasněžení celých sjezdovek při určitém

rozpětí teploty vzduchu pod 0°C. V daných podmínkách je pro realizaci vybavení sportovního areálu voda z vodovodu pro veřejnou potřebu jediným přijatelným zdrojem.

V souvislosti s posílením IV. tlakového pásma města Liberce a vytvořením V. tlakového pásma byla realizována výstavba následujících objektů:

- Vybudování vodojemu Bucharka s akumulací 2x150 m³.
- Výtlačný řad z VDJ Ještědský do VDJ Dolní Hanychov DN 300 vedený v trase stávajícího výtlaoku.
- Výtlačný řad z VDJ Dolní Hanychov do nového VDJ Bucharka DN 300 vedený v trase stávajícího výtlaoku.
- Umístění čerpací stanice pro čerpání z armaturní komory VDJ Bucharka do VDJ Horní Hanychov.
- Přepouštěcí potrubí z nového VDJ Bucharka pro plnění chladicí nádrže určené k zasněžování lyžařského areálu.



Obrázek 29 – Geografické znázornění vodovodní trati

5.2 Cíl práce

Cílem práce bylo provést výběr čerpadel pro čerpací stanici Dolní Hanychov a Bucharka. Čerpadla v čerpací stanici VDJ Dolní Hanychov pro čerpání do VDJ Bucharka

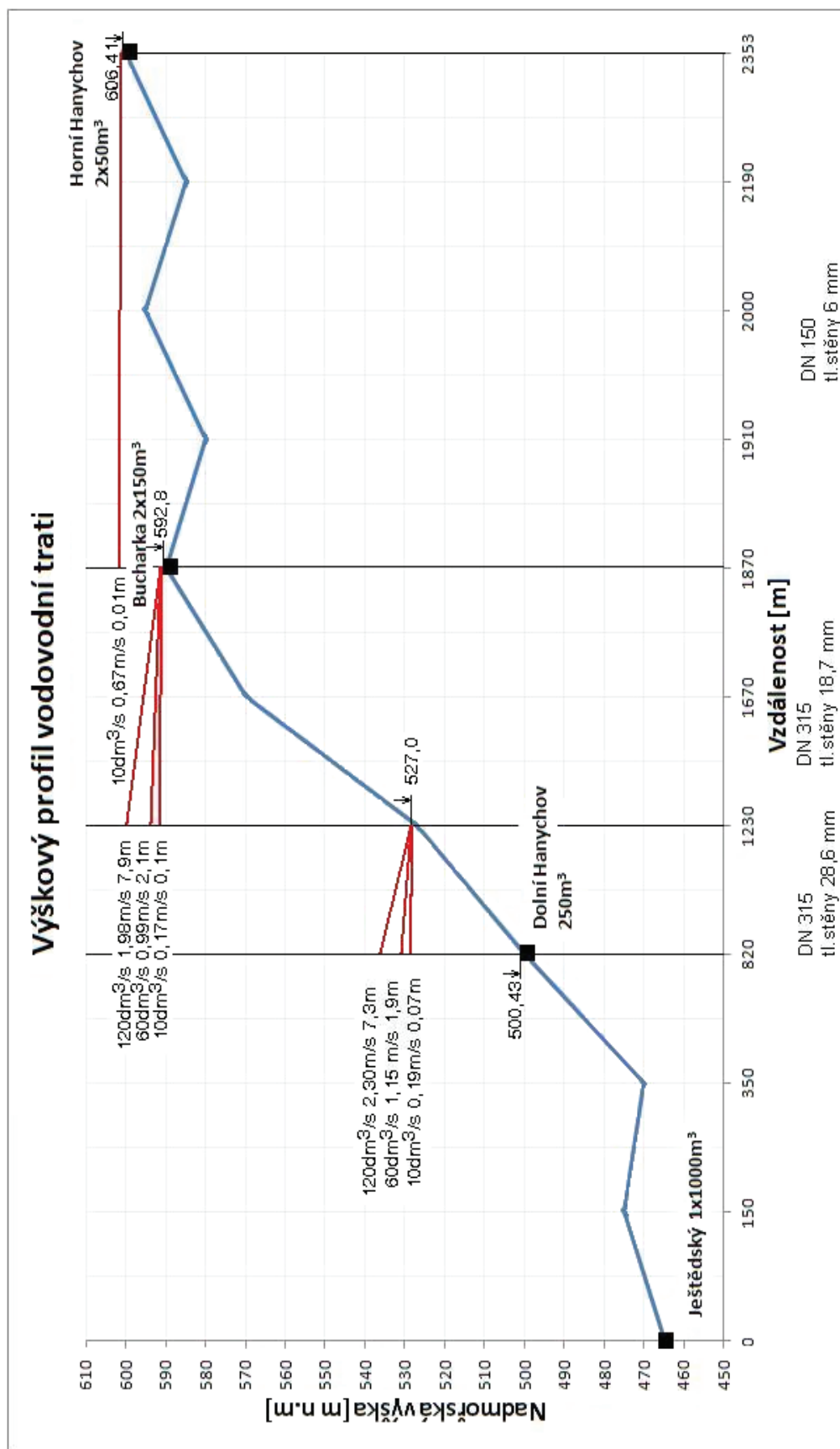
musela být navržena tak, aby zvládala normální celoroční provoz s dodávkou $10 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ a navíc musela zajistit provoz při zasněžování sportovního areálu, tj. dodávku $60 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ během zimních měsíců. Zároveň bylo také potřeba uvažovat extrémní stav požadující dodávku $90 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ vody pro zasněžování a běžnou dodávku $10 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ a také celkové navýšení (naddimenzování) soustavy, pro které bude potřeba uvažovat dodávku $20 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$, což je v souhrnu $120 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$.

Dále bylo třeba navrhnout čerpadla pro čerpání vody z vodojemu Bucharka do VDJ Horní Hanychov. Při návrhu bylo třeba zohlednit změnu průměrů výtlačných řadů a s tím souvisejících tlakových ztrát.

Výškové uspořádání a ztrátové výšky na jednotlivých potrubních řadech jsou patrné z podélného profilu na obr. 30.

5.3 Charakteristiky potrubí

5.3.1 Úsek Dolní Hanychov – Bucharka

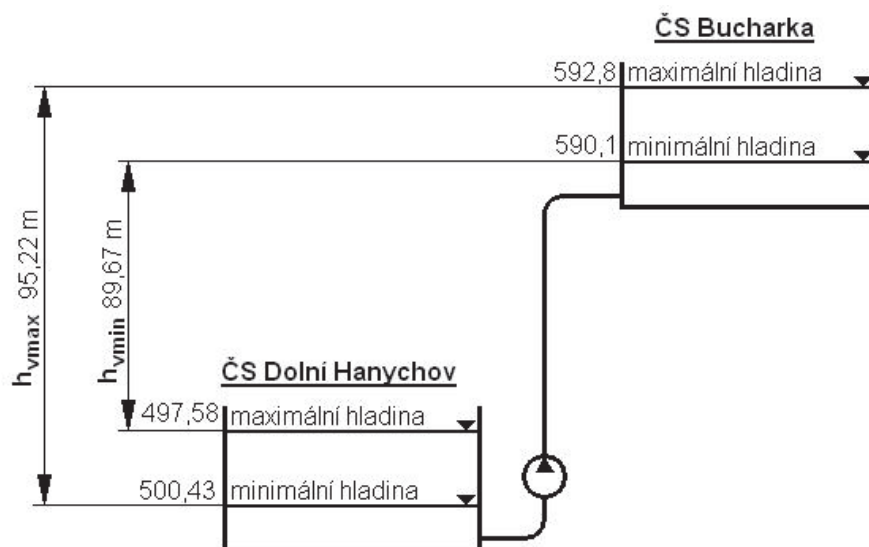


Obrázek 30 – Podélný profil vodovodní trati

V obrázku jsou červeně vyznačeny tlakové čáry, ke kterým jsou uvedeny základní údaje: objemový průtok, rychlost proudění a ztrátová výška.

Průměr potrubí		DN 315
Tloušťka stěny		20,6 mm
Délka úseku		1050 m
Dolní Hanychov	Kóta min. hladiny	497,58 m n. m.
	Kóta max. hladiny	500,43 m n. m.
Bucharka	Kóta min. hladiny	590,1 m n. m.
	Kóta max. hladiny	592,8 m n. m.

Tabulka 8 – Zadané hodnoty úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka



Obrázek 31 – Schéma ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka

Úsek vodovodní trati mezi ČS Dolní Hanychov a ČS Bucharka není celý z jednoho typu potrubí. Byly zde použity dvě různé světlosti potrubí, tento bod je vyznačen na obrázku 30 výškovou kótou 527m. Z toho důvodu jsem musel úsek rozdělit na dvě části.

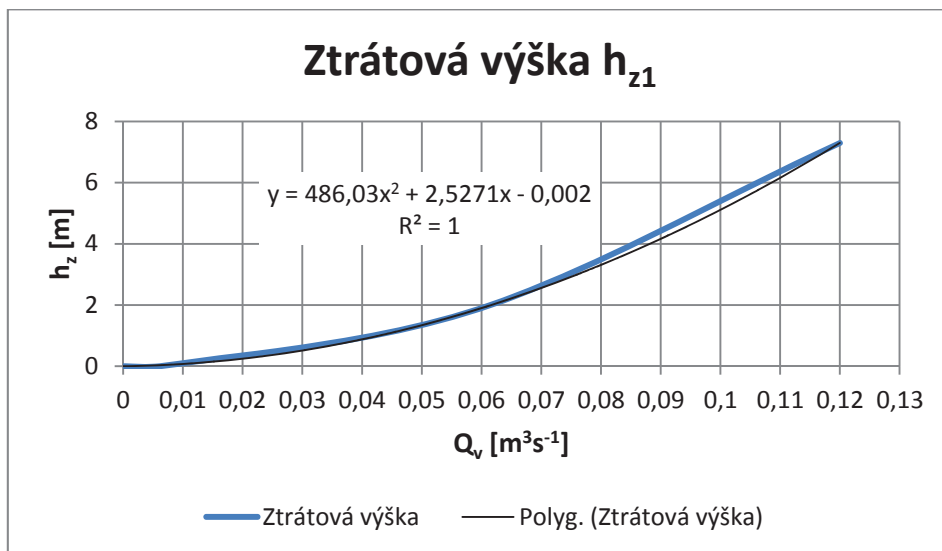
1. Část úseku

Průměr potrubí	DN 315
Tloušťka stěny	20,6 mm
Délka úseku	410 m

Tabulka 9 – Zadané parametry potrubí 1. části úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka

Úsek1	Ztrátová výška
Q_v [m^3s^{-1}]	h_z [m]
0	0
0,0083	0,05
0,06	1,9
0,12	7,3

Tabulka 10 – Zadané hodnoty 1. části úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka



Graf 1 – Určení ztrátové výšky h_{z1}

Z rovnice regresní přímky dopočteme ztrátovou výšku pro průtok $Q_v=0,01 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ kterou mám pro výpočty uvažovat.

$$h_z = 486,03 \cdot Q_v^2 + 2,5271 \cdot Q_v - 0,002$$

$$h_{z0,01} = 486,03 \cdot 0,01^2 + 2,5271 \cdot 0,01 - 0,002 = 0,07\text{m}$$

$$h_{z0,06} = 1,9\text{m}$$

$$h_{z0,12} = 7,3\text{m}$$

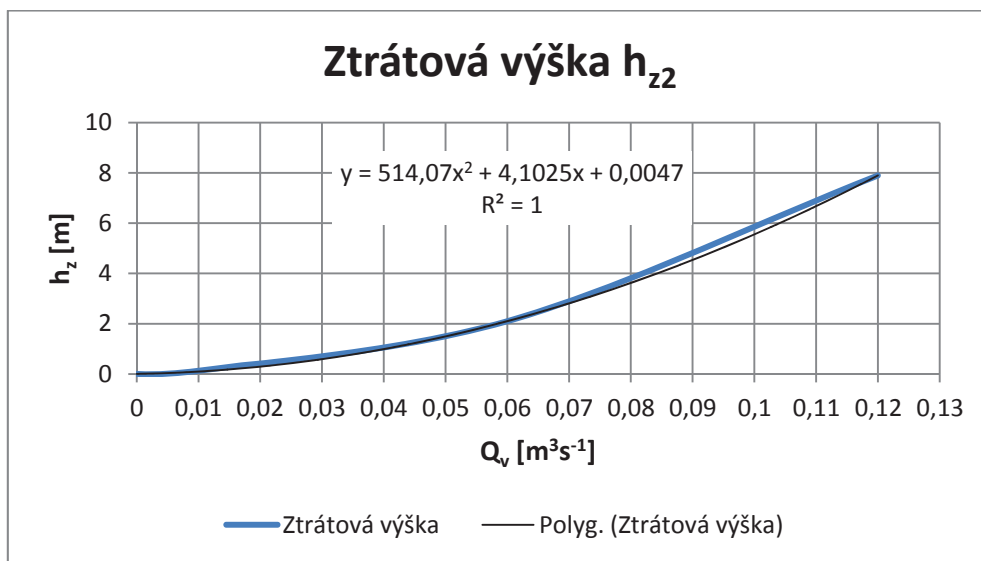
2. Část úseku

Průměr potrubí	DN 315
Tloušťka stěny	18,7 mm
Délka úseku	640 m

Tabulka 11 – Zadané parametry potrubí 2. části úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka

Úsek2	Ztrátová výška
Q_v [m^3s^{-1}]	h_z [m]
0	0
0,0083	0,08
0,06	2,1
0,12	7,9

Tabulka 12 – Zadané hodnoty 2. části úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka



Graf 2 – Určení ztrátové výšky h_{z2}

Z rovnice regresní přímky dopočteme ztrátovou výšku pro průtok $Q_v=0,01\text{m}^3\text{s}^{-1}$, kterou mám pro výpočty uvažovat.

$$h_z = 514,07 \cdot Q_v^2 + 4,1025 \cdot Q_v - 0,0047$$

$$h_{z0,01} = 514,07 \cdot 0,01^2 + 4,1025 \cdot 0,01 - 0,0047 = 0,09\text{m}$$

$$h_{z0,06} = 2,1\text{m}$$

$$h_{z0,12} = 7,9\text{m}$$

Celkem úseky 1+2

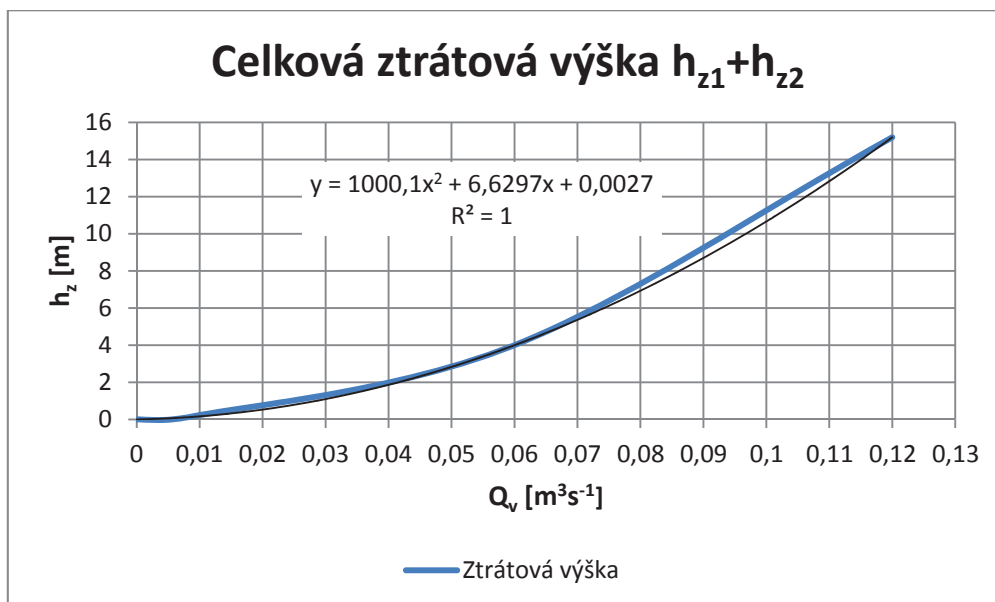
Celové ztrátové výšky a měrné energie dopočteme jako součet seriově řazeného potrubí. To znamená, že průtok se nemění $Q_v=\text{konst.}$, ale sčítají se měrné energie.

$$h_z = 1000,1 \cdot Q_v^2 + 6,6297 \cdot Q_v - 0,0027$$

$$h_{z0,01} = 1000,1 \cdot 0,01^2 + 6,6297 \cdot 0,01 - 0,0027 = 0,16\text{m}$$

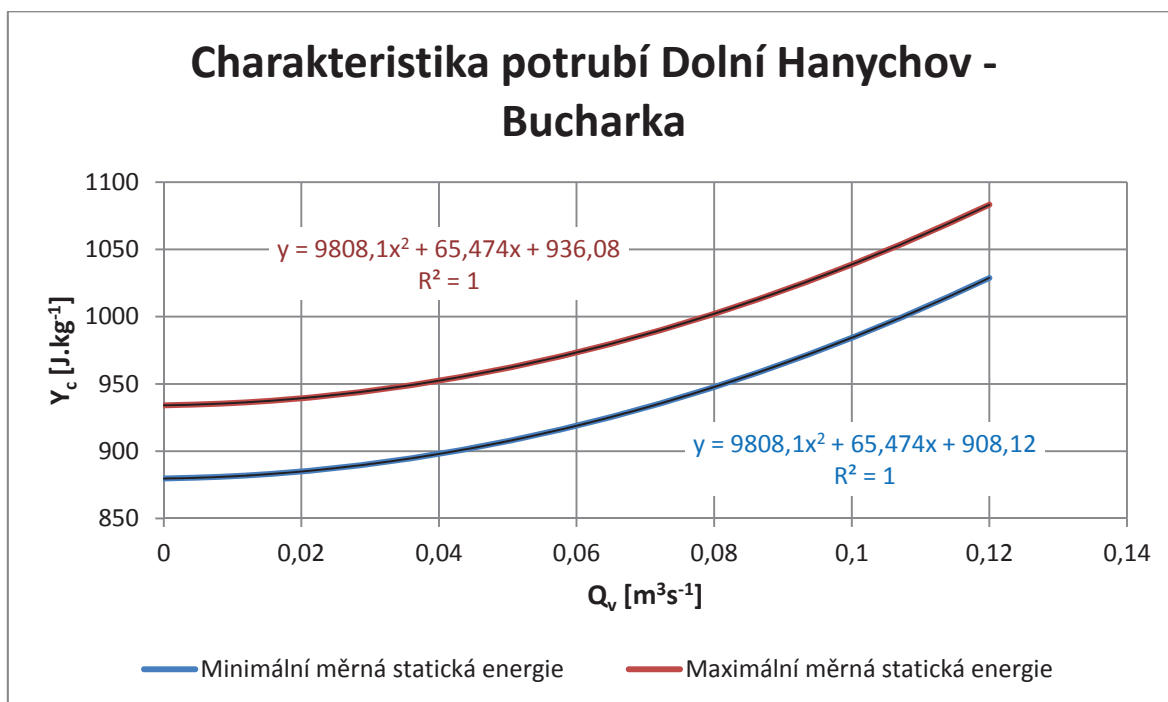
$$h_{z0,06} = 1000,1 \cdot 0,06^2 + 6,6297 \cdot 0,06 - 0,0027 = 4\text{m}$$

$$h_{z0,12} = 1000,1 \cdot 0,12^2 + 6,6297 \cdot 0,12 - 0,0027 = 15,2\text{m}$$



Graf 3 – Určení celkové ztrátové výšky $h_{z1}+h_{z2}$

Výsledný graf 4, znázorňující charakteristiku potrubí obsahuje křivky zahrnující kromě ztrátové energie také statickou energii vyplývající z minimálního a maximálního rozdílu hladin v sací a výtlačné nádrži.

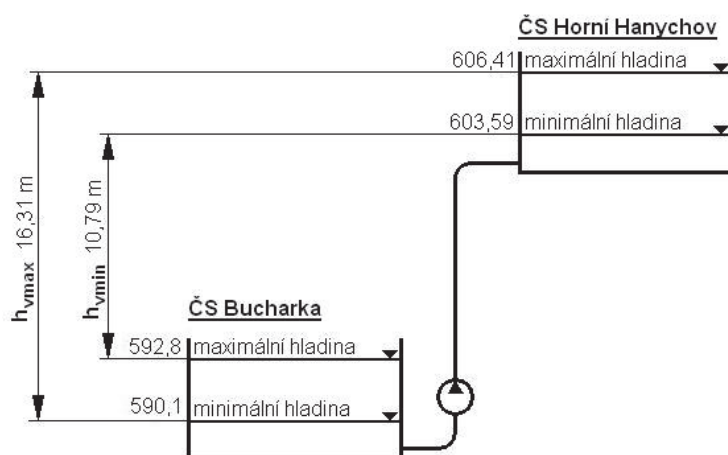


Graf 4 – Výsledné charakteristiky potrubí Dolní Hanychov - Bucharka

5.3.2 Úsek Bucharka – Horní Hanychov

Průměr potrubí		DN 315
Tloušťka stěny		18,7 mm
Délka úseku		640 m
Bucharka	Kóta min. hladiny	590,1 m n. m.
	Kóta max. hladiny	592,8 m n. m.
Horní Hanychov	Kóta min. hladiny	603,59 m n. m.
	Kóta max. hladiny	606,41 m n. m.

Tabulka 13 – Zadané hodnoty úseku ČS Bucharka – ČS Dolní Hanychov

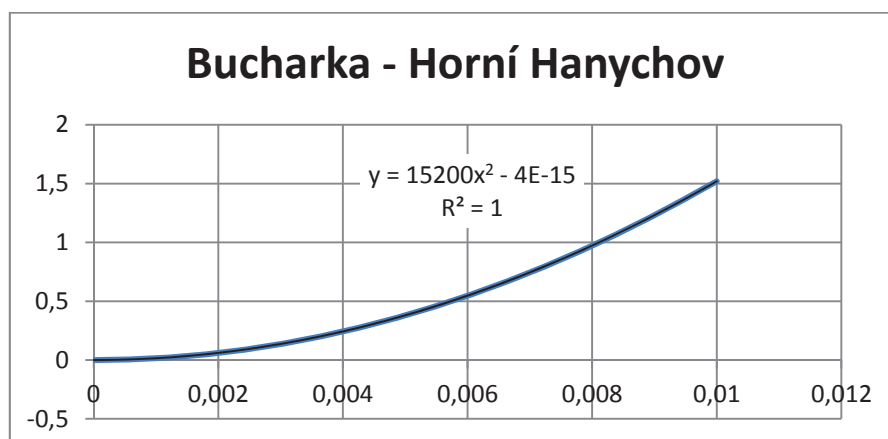


Obrázek 32 – Schéma ČS Bucharka – ČS Horní Hanychov

Tabulka zadaných dat:

Úsek3	Ztrátová výška	rychlost
$Q_v [m^3 s^{-1}]$	$h_z [m]$	$v [m s^{-1}]$
0	0	0
0,01	1,52	0,67

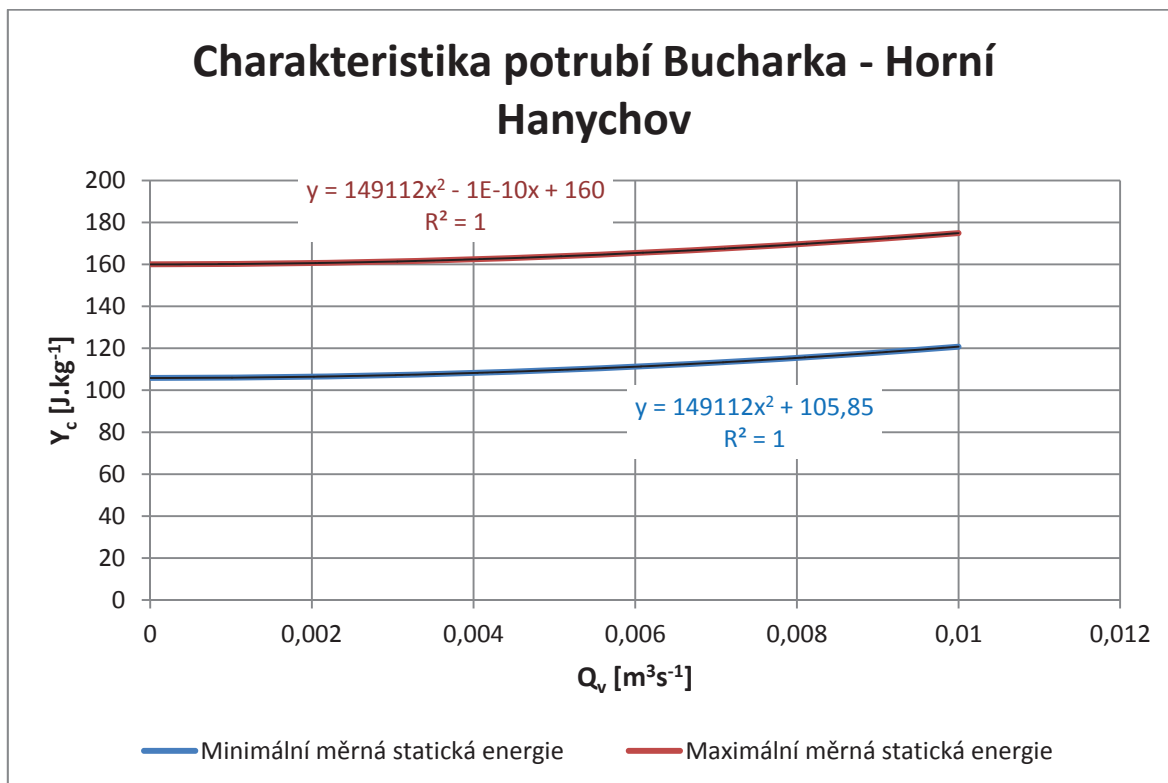
Tabulka 14 – Zadané hodnoty úseku ČS Bucharka – ČS Dolní Hanychov



Graf 5 – Určení ztrátové výšky h_z

$$h_z = \xi_c \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \Rightarrow \xi_c = \frac{2 \cdot g \cdot h_z}{v^2} = \frac{1,52}{Q_v^2} = 15200$$

$$h_z = \xi_c \cdot Q_v^2 = 15200 \cdot 0,01^2 = 1,52$$



Graf 6 – Výsledné charakteristiky potrubí Bucharka - Horní Hanychov

5.4 Návrh čerpadel pro ČS Dolní Hanychov

Při výběru čerpadel pro čerpací stanici Dolní Hanychov, která čerpá vodu do vodojemu Bucharka, jsem vycházel ze zadaných hodnot. Geodetickou výšku jsem uvažoval maximální možnou, to znamená, že v ČS Dolní Hanychov je minimální hladina a ve vodojemu Bucharka je maximální hladina. Geodetickou výšku jsem musel navýšit o zjištěné ztrátové výšky na jednotlivých úsecích potrubí.

$$h_{c \max} = h_{g1} + h_{z1} + h_{g2} + h_{z2} = 29,42 + 7,3 + 65,8 + 7,9 = 110,42m$$

$$Y_{c \max} = h_{c \max} \cdot g = 110,42 \cdot 9,81 = 1083,2 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

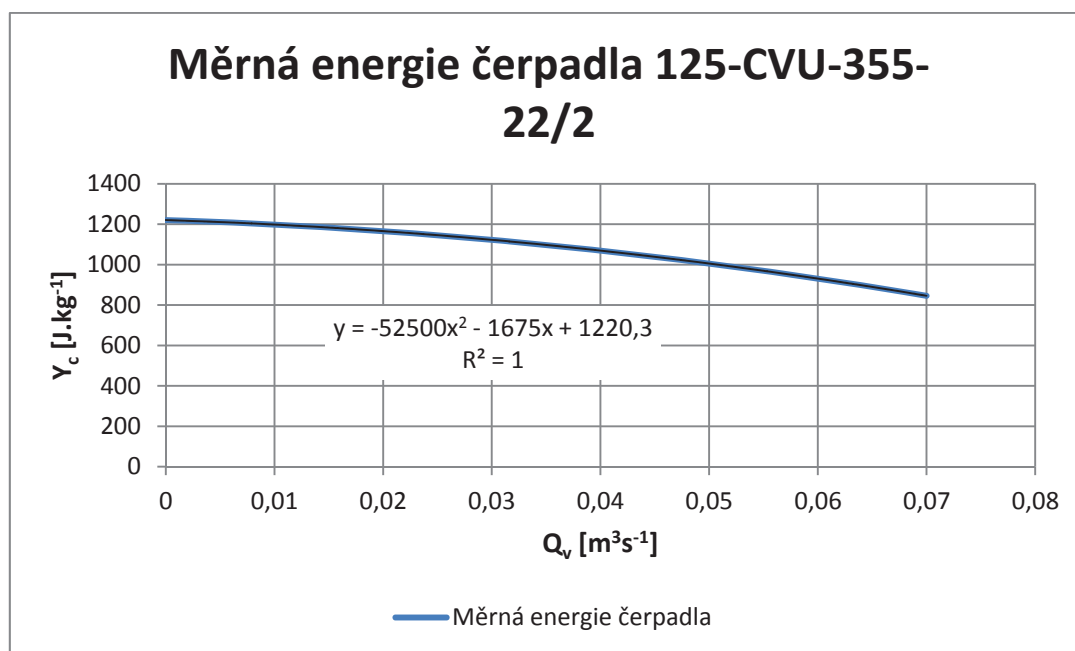
Abych docílil, požadovaných parametrů, použil jsem pro čerpací stanici 3 čerpadla, z nichž menší bylo navrženo pro běžnou dodávku 10 dm³.s⁻¹ (se 100% rezervou) a další dvě větší čerpadla stejného typu byla určena pro vykrytí potřeby pro zasněžování. Čerpadla se budou střídát v provozu, aby bylo jejich opotřebení rovnoměrné. Většinu roku bude pracovat pouze menší čerpadlo, druhá dvě budou v provozu pouze během lyžařské sezóny.

Průtok $90 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ je požadován výjimečně pro potřebu rychlého zasněžení sjezdovky. Je uvažováno s dobou jednoho zasněžení 90 hodin, což při průtoku $100 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ představuje celkový objem 32400 m^3 vody. Akumulace vodojemu je jen 300 m^3 a slouží zejména pro zásobování obyvatel pitnou vodou. Pro případ poruchy je ke dvěma větším čerpadlům navrženo třetí stejného typu jako rezervní.

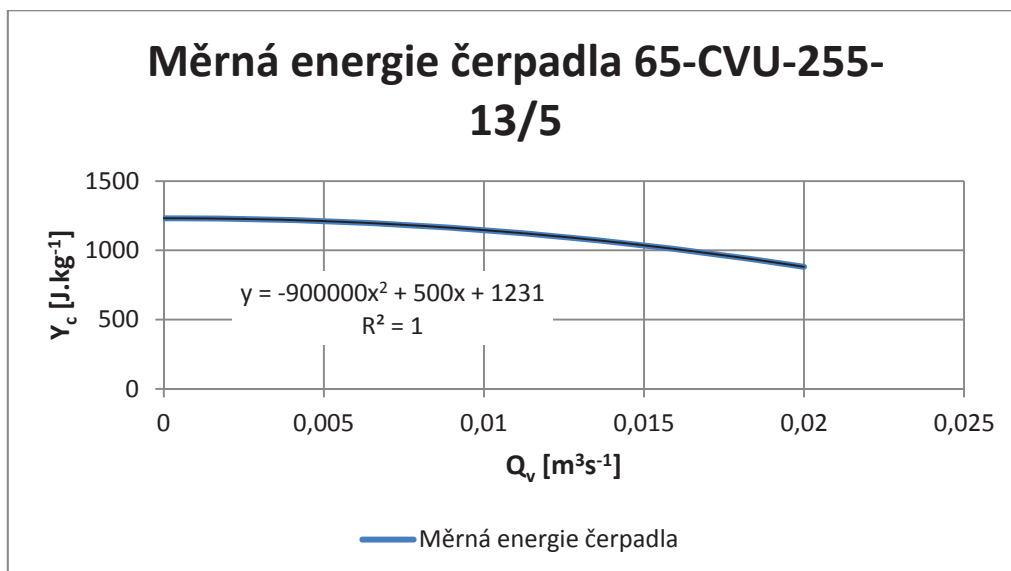
Jako nejvhodnější řešení jsem našel čerpadla od firmy ISH, která jsou optimální jak z hlediska měrné energie (dopravované výšky) tak objemové dodávky. Jedná se o čerpadla 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5. Jde o stejný typ čerpadel – horizontální, radiálně dělené, čerpadlo je zobrazeno na obrázku 33. [18] V případě prvního zmíněného jde o čerpadlo dvou stupňové a druhé je pěti stupňové. Katalogové charakteristiky čerpadel jsou znázorněny v grafu 7 a grafu 8.



Obrázek 33 – Čerpadlo ISH – CVU [19]



Graf 7 – Měrná energie čerpadla 125-CVU-355-22/2 [19]



Graf 8 – Měrná energie čerpadla 65-CVU-255-13/5 [19]

5.5 Charakteristiky čerpadel v ČS Dolní Hanychov

Pro určení provozního bodu čerpadla je důležité znát charakteristiky čerpadel a to ve všech situacích, jaké mohou při čerpání v ČS Dolní Hanychov nastat. Z toho důvodu jsem vytvořil grafy paralelně řazených čerpadel ve všech možných situacích.

Při paralelním řazení čerpadel zůstává měrná energie $Y = \text{konst.}$, zatímco objemové průtoky uvažovaných čerpadel se sčítají.

Čerpadla musí dosahovat parametrů uvedených v tabulce 15, což jsou parametry potrubí pro dané průtoky. Pokud by čerpadla nedosahovala potřebných měrných energií, znamenalo by to, že nejsou schopná vodu do patřičné výšky dopravit.

Q_v	Y_{\max}	Y_{\min}	h_{\max}	h_{\min}
0,01	937,72	909,76	95,59	92,74
0,06	972,04	944,08	99,09	96,24
0,12	1077,97	1050,01	109,88	107,03

Tabulka 15 – Parametry potrubí pro dané průtoky

5.5.1 Měrná energie dvou paralelně řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2 pro zajištění dodávky $Q_v = 90 \text{ dm}^3 \text{s}^{-1}$

První situací je, že budou spolupracovat dvě čerpadla 125-CVU-355-22/2. Ze dvou typů čerpadel použitých v této čerpací stanici jsou tato určena pro čerpání větších objemových průtoků. Jejich současné nasazení by bylo pouze pro případ zasněžování, kdy je požadována objemová dodávka $Q_v = 50 \text{ dm}^3 \text{s}^{-1}$ a pro případ extrémních situací až $Q_v = 90 \text{ dm}^3 \text{s}^{-1}$ a současně je požadováno $Q_v = 10 \text{ dm}^3 \text{s}^{-1}$ pro běžnou dodávku pitné vody pro

domácnosti. V grafu 9 jsou zobrazeny charakteristiky samostatných čerpadel a spolupracujících, grafická metoda a popis paralelní spolupráce viz kap. 5.5.1.

Z grafu 10 je již patrné, kde se nachází provozní bod čerpadla, provozním bodem je průsečík charakteristiky dvou spolupracujících čerpadel a charakteristika pro maximální/minimální měrnou statickou energii (zelené a červené/modré křivky).

Určení provozního bodu čerpadla pro maximální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -13125 \cdot Q_V^2 - 837,5 \cdot Q_V + 1220,3$$

$$Y_P = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 936,08$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-13125 \cdot Q_V^2 - 837,5 \cdot Q_V + 1220,3 = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 936,08$$

$$22933,1 \cdot Q_V^2 + 902,974 \cdot Q_V - 284,22 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,0934 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 93,4 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -13125 \cdot 0,0934^2 - 837,5 \cdot 0,0934 + 1220,3 = 1027,6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro minimální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -13125 \cdot Q_V^2 - 837,5 \cdot Q_V + 1220,3$$

$$Y_P = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 908,12$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-13125 \cdot Q_V^2 - 837,5 \cdot Q_V + 1220,3 = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 908,12$$

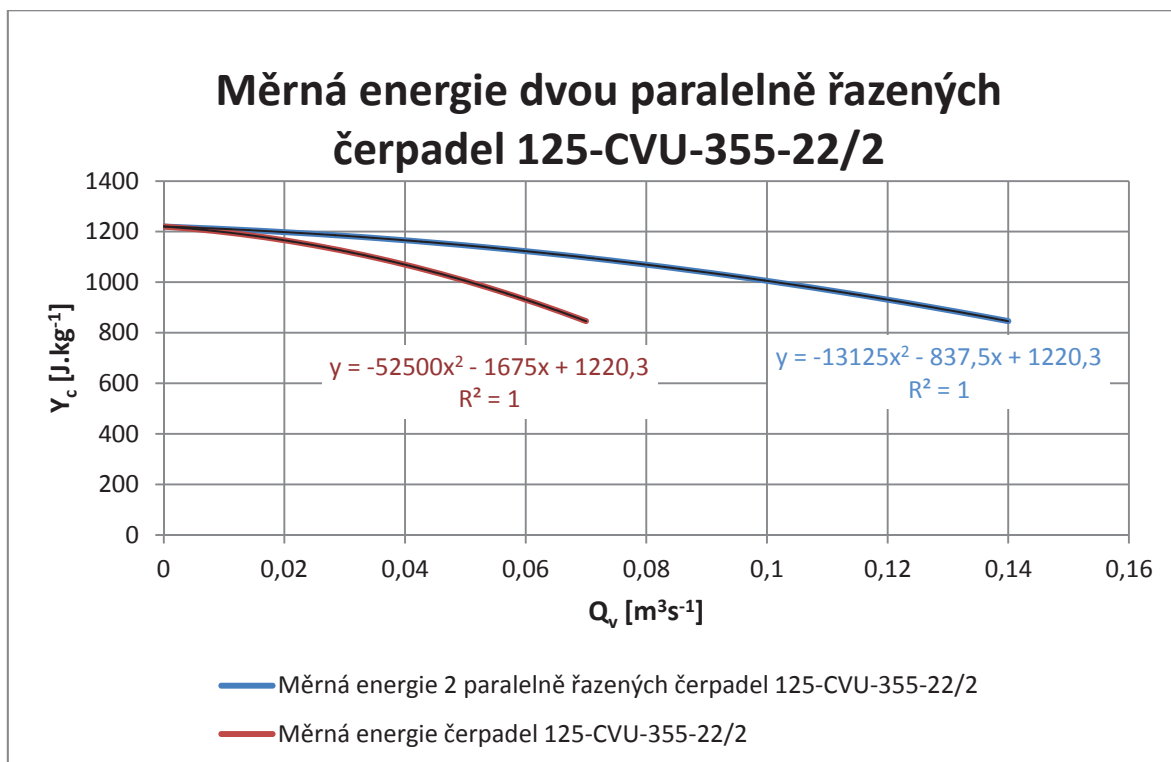
$$22933,1 \cdot Q_V^2 + 902,974 \cdot Q_V - 312,18 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,0986 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 98,6 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

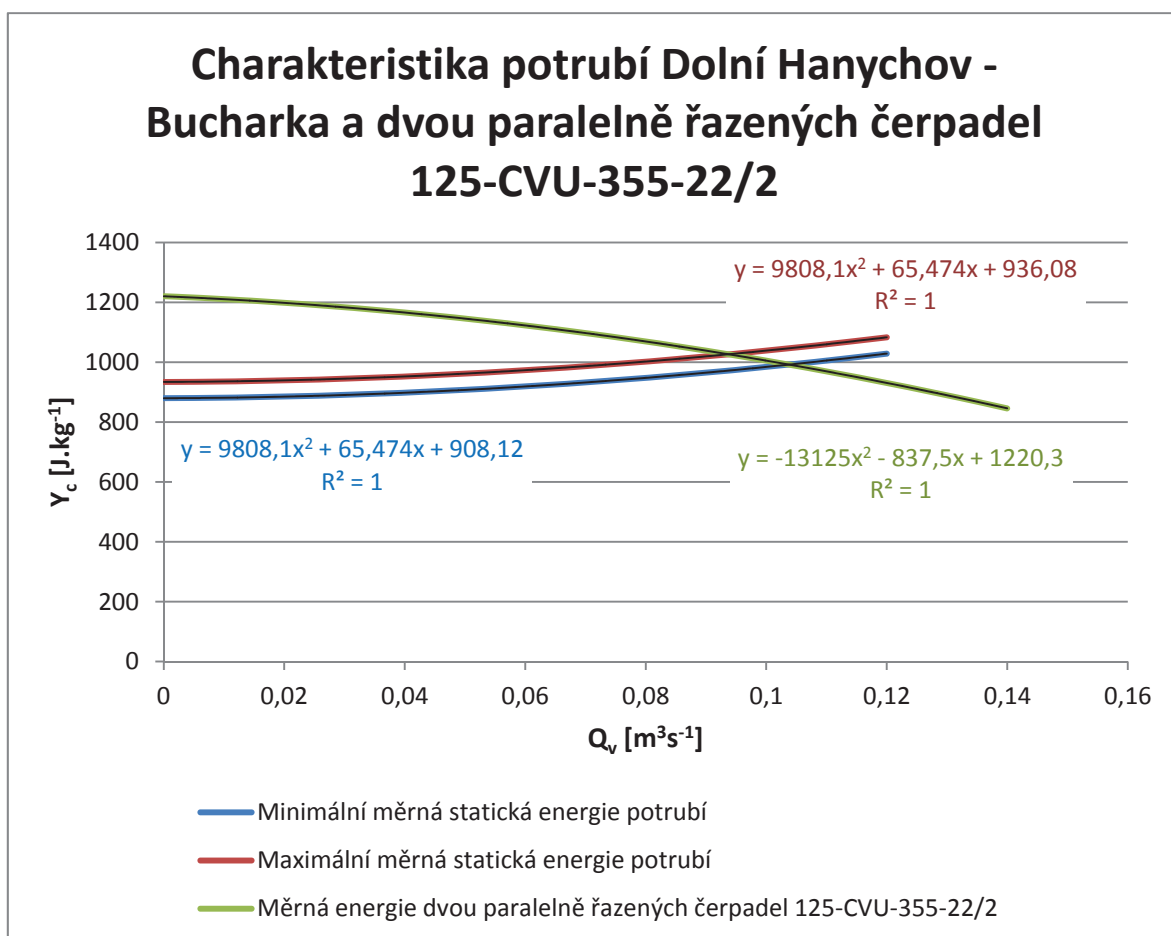
$$Y_{\xi} = -13125 \cdot 0,0986^2 - 837,5 \cdot 0,0986 + 1220,3 = 1010,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Provozní bod						
Paralelní spolupráce 2 čerpadel 125-CVU-355-22/2 pro dodávku $Q_v=90\text{dm}^3\text{s}^{-1}$						
	$Y_{max} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$Y_{min} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$h_{max} [\text{m}]$	$h_{min} [\text{m}]$	$Q_{vYmax} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$	$Q_{vYmin} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$
Předpoklad	1021,42	993,46	104,12	101,27	90	
Skutečný stav	1027,6	1010,1	104,7	103	93,4	98,6

Tabulka 16 – Provozní bod dvou paralelně spolupracujících čerpadel 125-CVU-355-22/2



Graf 9 – Měrná energie dvou paralelně řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2



Graf 10 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a dvou paralelně řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2

Tato paralelní spolupráce dvou větších čerpadel je schopna zajistit dodávku až $Q_v=93,4 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$, což nestačí pro uvažovaný extrémní stav odběru, ale vyhovuje požadavku na průtok $90 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$, který je požadován pro potřebu rychlého zasněžení sjezdovky.

5.5.2 Paralelní spolupráce čerpadel 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5 pro zajištění dodávky $Q_v=60 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$

Druhá situace je, že budou spolupracovat čerpadla 125-CVU-355-22/2a 65-CVU-255-13/5. Jsou zde uvažovány oba typy čerpadel použitých v této čerpací stanici. Jejich současné nasazení by bylo pouze pro případ zasněžování, kdy je požadována objemová dodávka $Q_v=50 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ a pro běžnou dodávku pitné vody do vodovodní sítě $Q_v=10 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$. V grafu 11 jsou zobrazeny charakteristiky samostatných čerpadel a spolupracujících.

Z grafu 12 je již patrné, kde se nachází provozní bod čerpadla, provozním bodem je průsečík charakteristiky dvou spolupracujících čerpadel a charakteristiky potrubí při maximální/minimální měrné statické energii (zelené a červené/modré křivky). Požadovaný průtok $Q_v=60 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ bude při spolupráci obou čerpadel mírně překročen, viz graf 12.

Určení provozního bodu čerpadla pro maximální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -32417 \cdot Q_v^2 - 1240,9 \cdot Q_v + 1228,6$$

$$Y_p = 9808,1 \cdot Q_v^2 - 65,474 \cdot Q_v + 936,08$$

$$Y_{\xi} = Y_p$$

$$-32417 \cdot Q_v^2 - 1240,9 \cdot Q_v + 1228,6 = 9808,1 \cdot Q_v^2 - 65,474 \cdot Q_v + 936,08$$

$$42225,1 \cdot Q_v^2 + 1306,374 \cdot Q_v - 292,52 = 0 \Rightarrow Q_v$$

$$Q_v = 0,0692 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 69,2 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -32417 \cdot 0,0692^2 - 1240,9 \cdot 0,0692 + 1228,6 = 984,496 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro minimální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -32417 \cdot Q_v^2 - 1240,9 \cdot Q_v + 1228,6$$

$$Y_p = 9808,1 \cdot Q_v^2 - 65,474 \cdot Q_v + 908,12$$

$$Y_{\xi} = Y_p$$

$$-32417 \cdot Q_v^2 - 1240,9 \cdot Q_v + 1228,6 = 9808,1 \cdot Q_v^2 - 65,474 \cdot Q_v + 908,12$$

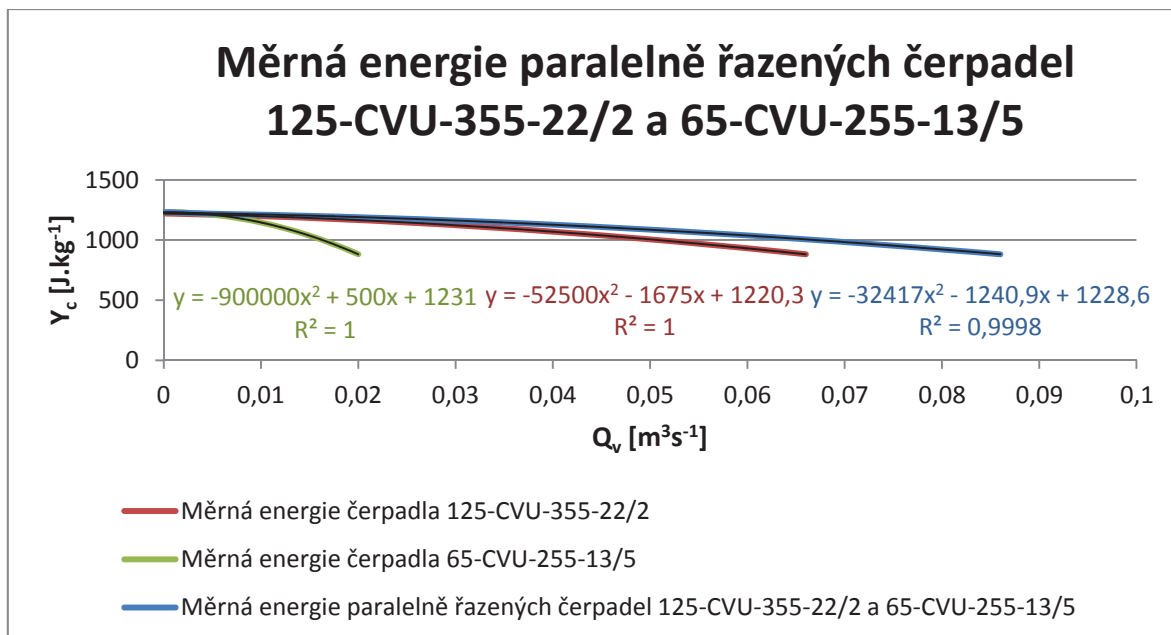
$$42225,1 \cdot Q_v^2 + 1306,374 \cdot Q_v - 320,48 = 0 \Rightarrow Q_v$$

$$Q_v = 0,073 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 73 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

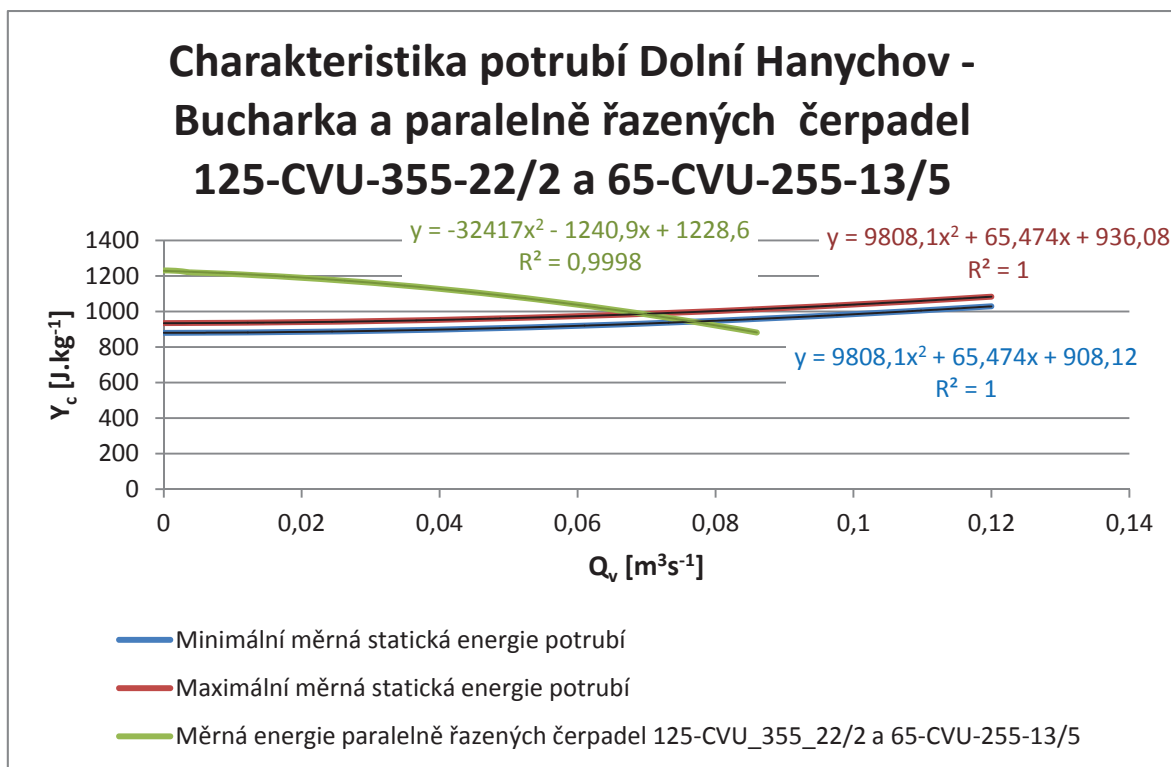
$$Y_{\xi} = -32417 \cdot 0,073^2 - 1240,9 \cdot 0,073 + 1228,6 = 965,26 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Provozní bod						
Paralelní spolupráce čerpadel 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5						
	Y_{max} [J.kg ⁻¹]	Y_{min} [J.kg ⁻¹]	h_{max} [m]	h_{min} [m]	Q_{vYmax} [dm ³ s ⁻¹]	Q_{vYmin} [dm ³ s ⁻¹]
Předpoklad	972,04	944,08	99,09	96,24	60	
Skutečný stav	984,496	965,26	100,4	98,4	69,2	73

Tabulka 17 – Provozní bod dvou paralelně spolupracujících čerpadel 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5



Graf 11 – Měrná energie paralelně řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5



Graf 12 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a paralelně řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5

5.5.3 Paralelní spolupráce tří čerpadel – dvou 125-CVU-355-22/2 a jednoho 65-CVU-255-13/5 pro zajištění $Q_v=120 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$

Třetí situace je, že budou spolupracovat dvě čerpadla 125-CVU-355-22/2 a jedno čerpadlo 65-CVU-255-13/5. Tuto situaci uvažuji pouze pro extrémní případ dodávky. To znamená, že pro zasněžování je požadována objemová dodávka $Q_v=90 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ a pro běžnou dodávku pitné vody do vodovodní sítě $Q_v=10 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$, a naddimenzování soustavy $Q_v=20 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$, což je v součtu $Q_v=120 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$. V grafu 13 jsou zobrazeny charakteristiky samostatných čerpadel a spolupracujících. V grafu 14 je sestavení charakteristiky čerpadla a potrubí, z čehož je možné určit ideální provozní bod čerpadla.

Určení provozního bodu čerpadla pro maximální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -9850,9 \cdot Q_v^2 - 771,88 \cdot Q_v + 1227,2$$

$$Y_p = 9808,1 \cdot Q_v^2 - 65,474 \cdot Q_v + 936,08$$

$$Y_{\xi} = Y_p$$

$$-9850,9 \cdot Q_v^2 - 771,88 \cdot Q_v + 1227,2 = 9808,1 \cdot Q_v^2 - 65,474 \cdot Q_v + 936,08$$

$$19659 \cdot Q_v^2 + 706,406 \cdot Q_v - 291,12 = 0 \Rightarrow Q_v$$

$$Q_v = 0,105 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 105 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -9850,9 \cdot 0,105^2 - 771,88 \cdot 0,105 + 1227,2 = 1037,55 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro minimální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -9850,9 \cdot Q_v^2 - 771,88 \cdot Q_v + 1227,2$$

$$Y_p = 9808,1 \cdot Q_v^2 - 65,474 \cdot Q_v + 908,12$$

$$Y_{\xi} = Y_p$$

$$-9850,9 \cdot Q_v^2 - 771,88 \cdot Q_v + 1227,2 = 9808,1 \cdot Q_v^2 - 65,474 \cdot Q_v + 908,12$$

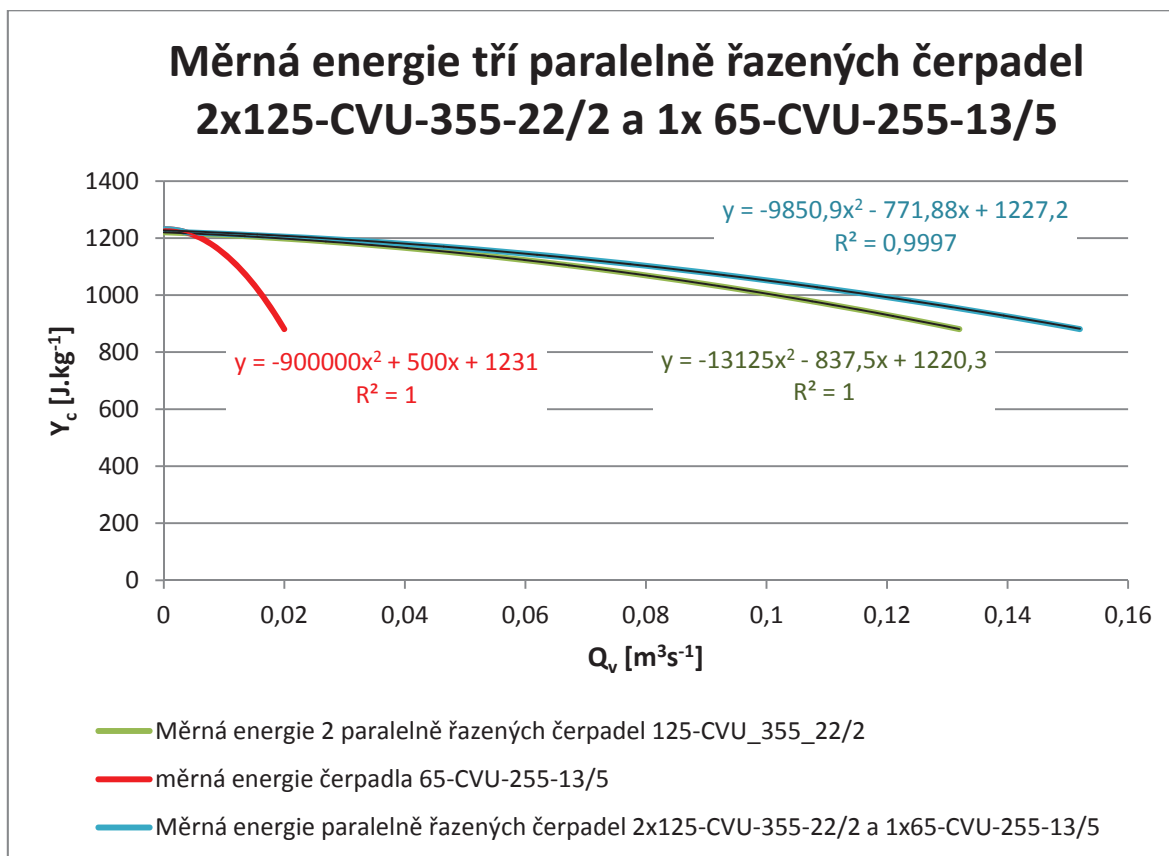
$$19659 \cdot Q_v^2 + 706,406 \cdot Q_v - 319,08 = 0 \Rightarrow Q_v$$

$$Q_v = 0,1106 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 110,6 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

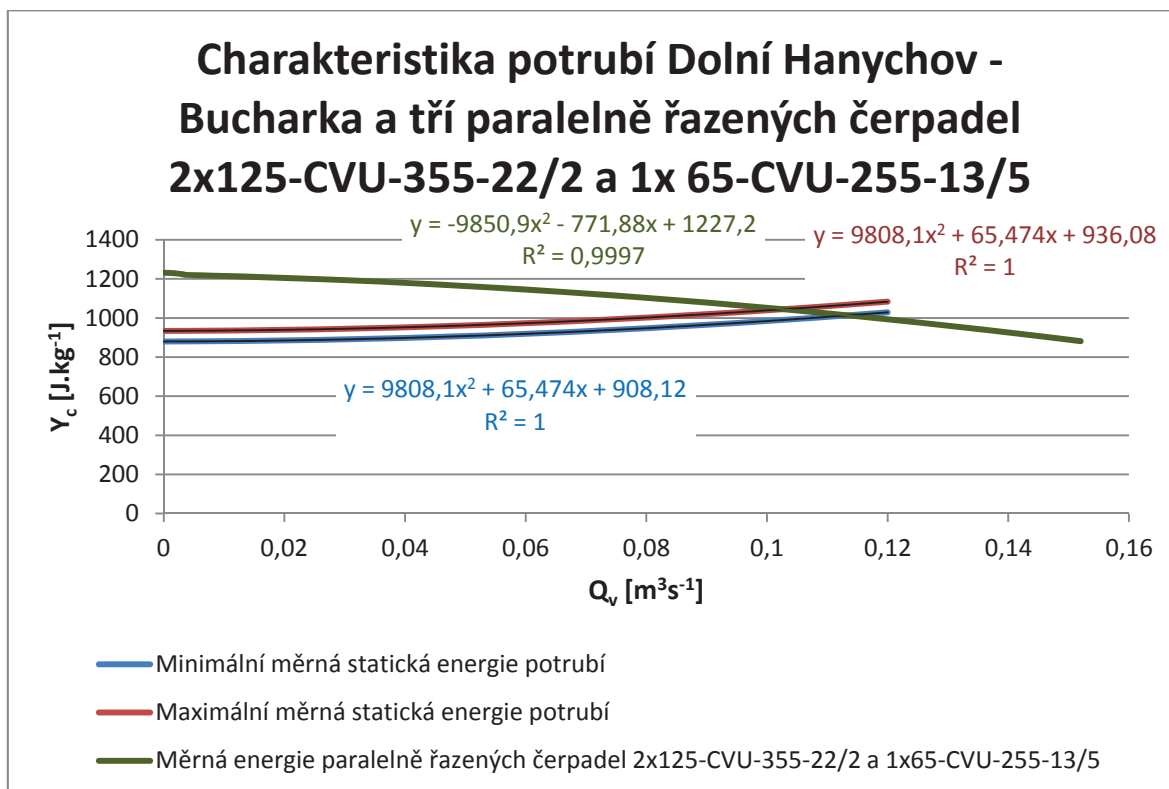
$$Y_{\xi} = -9850,9 \cdot 0,1106^2 - 771,88 \cdot 0,1106 + 1227,2 = 1021,33 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Provozní bod						
Paralelní spolupráce čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a 1x65-CVU-255-13/5						
	$Y_{max} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$Y_{min} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$h_{max} [\text{m}]$	$h_{min} [\text{m}]$	$Q_{vYmax} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$	$Q_{vYmin} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$
Předpoklad	1077,97	909,76	109,88	107,03	120	
Skutečný stav	1037,55	1021,33	105,76	104,11	105	110,6

Tabulka 18 – Provozní bod tří paralelně spolupracujících čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a 1x65-CVU-255-13/5



Graf 13 – Měrná energie tří paralelně spolupracujících čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a regulované 1x65-CVU-255-13/5



Graf 14 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a tří sériově řazených čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a 1x 65-CVU-255-13/5

Takovéto uspořádání čerpadel je pro danou soustavu nedostačující a proto je potřeba provést regulaci. Z toho důvodu jsem provedl otáčkovou regulaci zvýšením otáček o 50% z 1450 min^{-1} na 2175 min^{-1} .

$$\frac{Q_V}{Q'_V} = \frac{n}{n'} \Rightarrow Q'_V = \frac{Q_V \cdot n'}{n}$$

$$Q'_V = \frac{0,02 \cdot 2175}{1450} = 0,03 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$\frac{Y}{Y'} = \frac{n^2}{n'^2} \Rightarrow Y' = \frac{Y \cdot n'^2}{n^2}$$

$$Y' = \frac{881 \cdot 2175^2}{1450^2} = 1982,25 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro maximální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -11941 \cdot Q_V^2 + 134,61 \cdot Q_V + 1236$$

$$Y_P = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 936,08$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-11941 \cdot Q_V^2 + 134,61 \cdot Q_V + 1236 = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 936,08$$

$$21749,1 \cdot Q_V^2 - 69,136 \cdot Q_V - 299,92 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,116 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 119 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -11941 \cdot 0,119^2 + 134,61 \cdot 0,119 + 1236 = 1082,92 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro minimální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -11941 \cdot Q_V^2 + 134,61 \cdot Q_V + 1236$$

$$Y_P = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 908,12$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-11941 \cdot Q_V^2 + 134,61 \cdot Q_V + 1236 = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 908,12$$

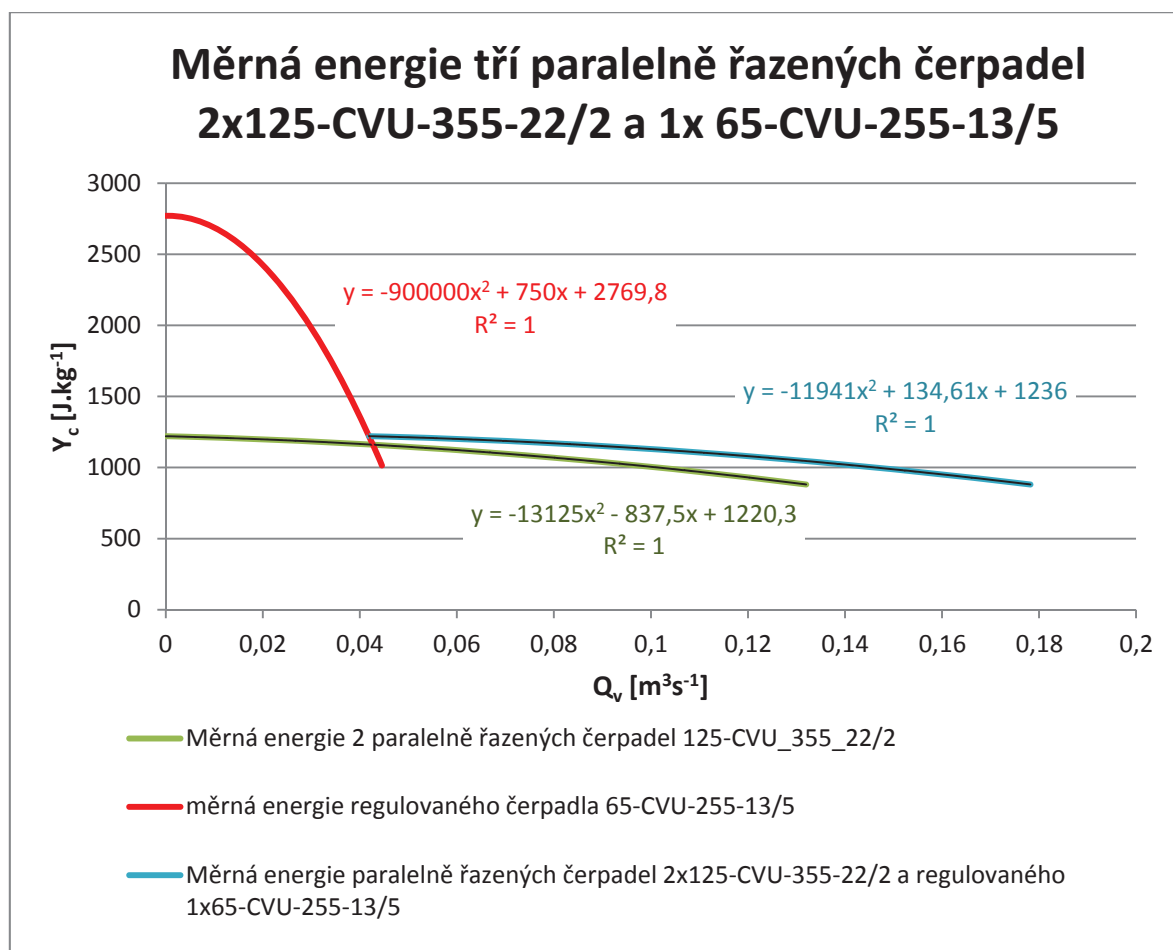
$$21749,1 \cdot Q_V^2 - 69,136 \cdot Q_V - 327,88 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,1238 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 123,8 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$$

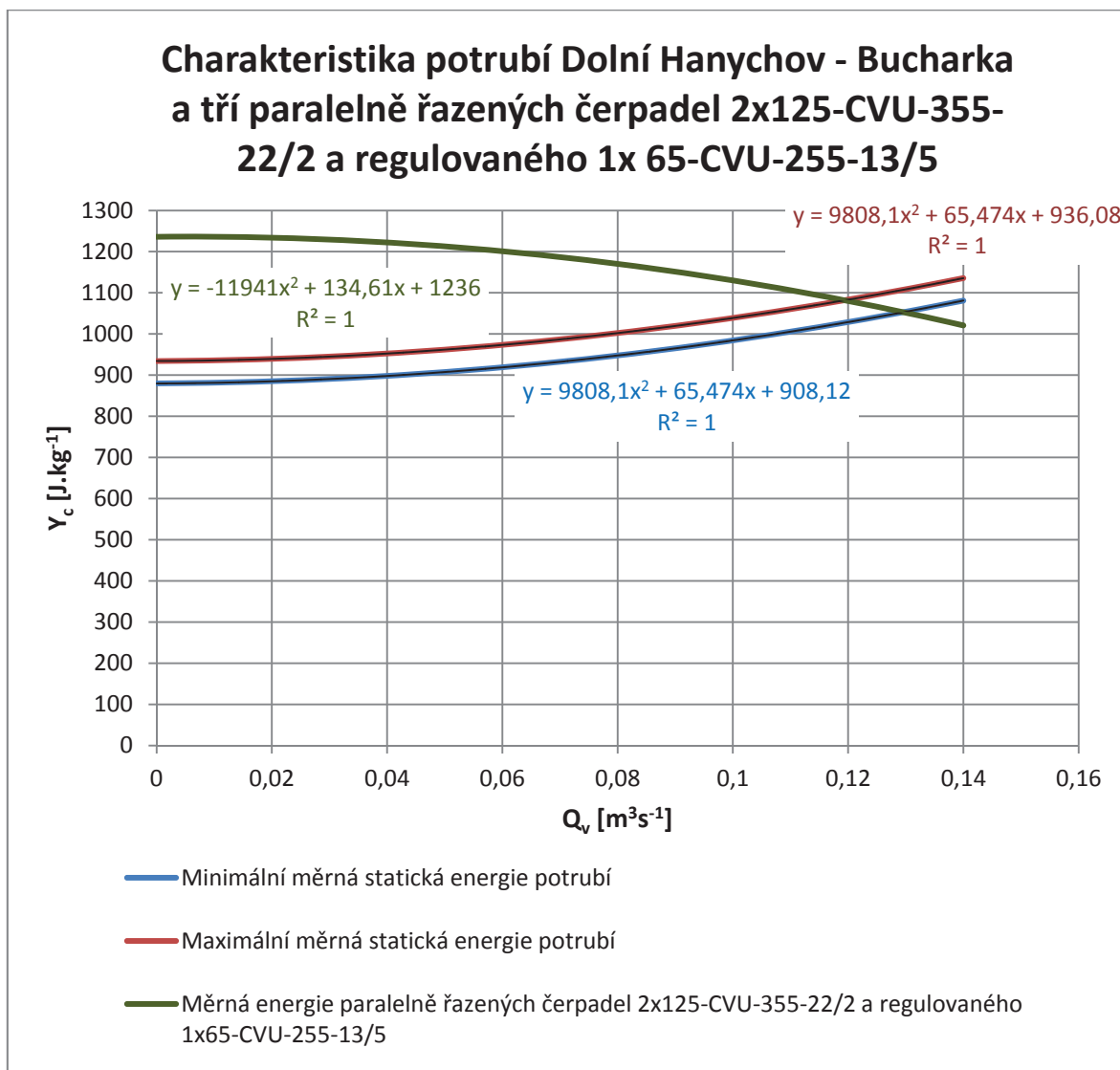
$$Y_{\xi} = -11941 \cdot 0,1238^2 + 134,61 \cdot 0,1238 + 1236 = 1069,65 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Provozní bod						
Paralelní spolupráce čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a regulovaného 1x65-CVU-255-13/5						
	Y_{max} [J.kg ⁻¹]	Y_{min} [J.kg ⁻¹]	h_{max} [m]	h_{min} [m]	Q_{vYmax} [dm ³ s ⁻¹]	Q_{vYmin} [dm ³ s ⁻¹]
Předpoklad	1077,97	909,76	109,88	107,03	120	
Skutečný stav	1082,92	1069,65	105,76	104,11	119	123,8

Tabulka 19 – Provozní bod tří paralelně spolupracujících čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a regulovaného 1x65-CVU-255-13/5



Graf 15 – Měrná energie tří paralelně řazených čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a regulované 1x 65-CVU-255-13/5



Graf 16 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a tří paralelně řazených čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a regulovaného 1x65-CVU-255-13/5

Pro extrémní stav v systému je požadována dodávka $Q_v=120 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$. Při otáčkové regulaci zvýšením otáček čerpadla 65-CVU-255-13/5 o 50% jsou dvě paralelně pracující čerpadla 125-CVU-355-22/2 spolu s čerpadlem 65-CVU-255-13/5 dodávat $Q_v=119 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$. Vzhledem k tomu, že $Q_v=120 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ je dostatečně naddimenzovaný stav, bude $Q_v=119 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$ pro extrémní uvažovaný stav v soustavě vyhovovat. Při dlouhodobém provozování čerpadla při takto zvýšených otáčkách by byla výrazně zkrácena jeho životnost.

5.5.4 Samostatné čerpadlo 65-CVU-255-13/5 v systému

Čtvrtá situace je taková, že bude pracovat pouze čerpadlo 65-CVU-255-13/5. Šlo by o běžnou dodávku pitné vody do vodovodní sítě. To znamená, že je požadována objemová dodávka $Q_v=10 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$. V grafu 15 je zobrazeno zařazení čerpadla do systému.

Určení provozního bodu čerpadla pro maximální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -900000 \cdot Q_V^2 + 500 \cdot Q_V + 1231$$

$$Y_P = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 936,08$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-900000 \cdot Q_V^2 + 500 \cdot Q_V + 1231 = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 936,08$$

$$909808,1 \cdot Q_V^2 - 565,474 \cdot Q_V - 294,92 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,0183 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 18,3 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -900000 \cdot 0,0183^2 + 500 \cdot 0,0183 + 1231 = 938,74 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro minimální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -900000 \cdot Q_V^2 + 500 \cdot Q_V + 1231$$

$$Y_P = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 908,12$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-900000 \cdot Q_V^2 + 500 \cdot Q_V + 1231 = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 908,12$$

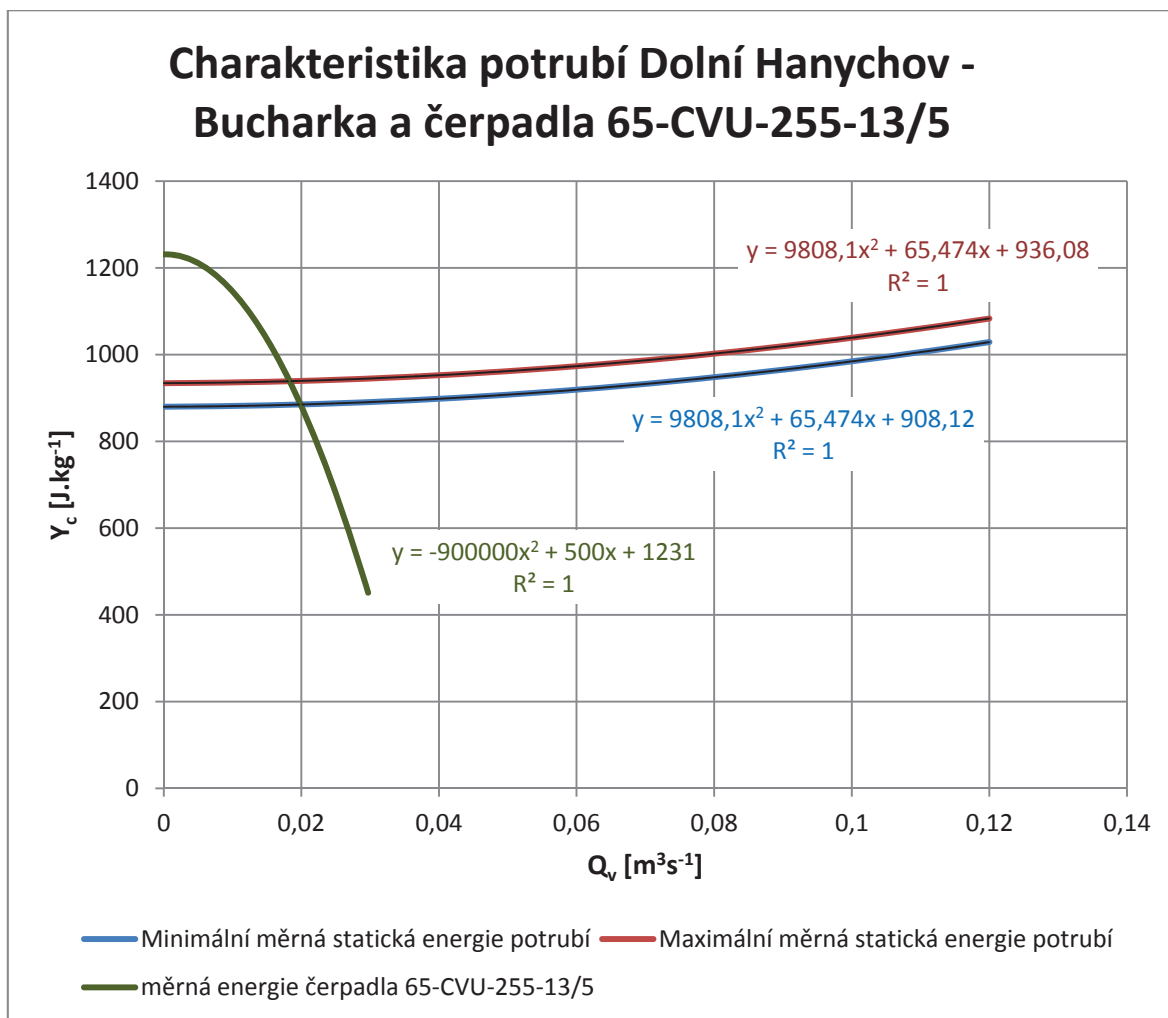
$$909808,1 \cdot Q_V^2 - 565,474 \cdot Q_V - 322,88 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,0191 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 19,1 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -900000 \cdot 0,0191^2 + 500 \cdot 0,0191 + 1231 = 912,22 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Provozní bod Čerpadlo 65-CVU-255-13/5						
	$Y_{max} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$Y_{min} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$h_{max} [\text{m}]$	$h_{min} [\text{m}]$	$Q_{vYmax} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$	$Q_{vYmin} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$
Předpoklad	937,72	909,76	95,59	92,64	10	
Skutečný stav	938,75	912,22	95,69	92,99	18,3	19,1

Tabulka 20 – Provozní bod čerpadla 65-CVU-255-13/5



Graf 17 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a čerpadla 65-CVU-255-13/5

Pro získání příznivějších parametru na čerpadle použijí otáčkovou regulaci. Katalogová charakteristika čerpadla odpovídá otáčkám $n=1450 \text{ min}^{-1}$. Otáčky čerpadla budu regulovat o 8%, tedy na hodnotu $n'=1330 \text{ min}^{-1}$. Výpočet jsem provedl pomocí afinních vztahů, viz kap. 4.4.

$$\frac{Q_v}{Q'_v} = \frac{n}{n'} \Rightarrow Q'_v = \frac{Q_v \cdot n'}{n}$$

$$Q'_v = \frac{0,02 \cdot 1330}{1450} = 0,01834 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$$

$$\frac{Y}{Y'} = \frac{n^2}{n'^2} \Rightarrow Y' = \frac{Y \cdot n'^2}{n^2}$$

$$Q'_v = \frac{881 \cdot 1330^2}{1450^2} = 741,21 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro maximální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -900000 \cdot Q_V^2 + 458,62 \cdot Q_V + 1035,7$$

$$Y_P = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 936,08$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-900000 \cdot Q_V^2 + 458,62 \cdot Q_V + 1035,7 = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 936,08$$

$$909808,1 \cdot Q_V^2 - 524,09 \cdot Q_V - 99,62 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,0106 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 10,6 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -900000 \cdot 0,0106^2 + 458,62 \cdot 0,0106 + 1035,7 = 939,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro minimální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -900000 \cdot Q_V^2 + 458,62 \cdot Q_V + 1035,7$$

$$Y_P = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 908,12$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-900000 \cdot Q_V^2 + 458,62 \cdot Q_V + 1035,7 = 9808,1 \cdot Q_V^2 - 65,474 \cdot Q_V + 908,12$$

$$909808,1 \cdot Q_V^2 - 524,09 \cdot Q_V - 127,58 = 0 \Rightarrow Q_V$$

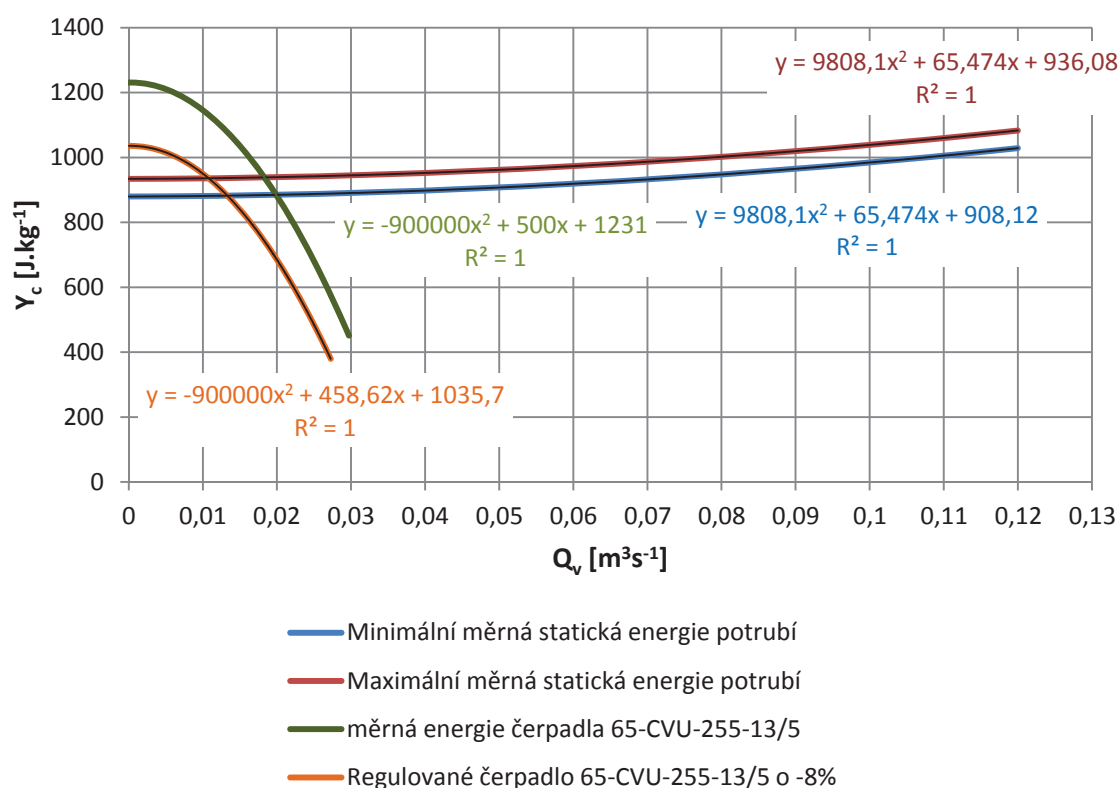
$$Q_V = 0,0122 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 12,1 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -900000 \cdot 0,0121^2 + 500 \cdot 0,0121 + 1035,7 = 909,98 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Provozní bod						
Regulované čerpadlo 65-CVU-255-13/5 o 8%						
	$Y_{max} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$Y_{min} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$h_{max} [\text{m}]$	$h_{min} [\text{m}]$	$Q_{vYmax} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$	$Q_{vYmin} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$
Předpoklad	937,72	909,76	95,59	92,64	10	
Skutečný stav	939,4	909,98	95,76	92,76	10,6	12,1

Tabulka 21 – Provozní bod regulovaného čerpadla 65-CVU-255-13/5 o 8%

Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a regulovaného čerpadla 65-CVU- 255-13/5



Graf 18 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a čerpadla 65-CVU-255-13/5 otáčkově regulovaného o 8%

Navržená otáčková regulace snížením otáček čerpadla 65-CVU-255-13/5 o 8%, by zlepšila provozní vlastnosti čerpadla. Především by se snížilo dodávané množství. V případě rozvoje lyžařského areálu Ještědský a města Liberec v části Horní Hanychov a s tím spojenou potřebou vyšší dodávky pitné vody by čerpadlo mohlo přejít do svých normálních otáček $n=1450 \text{ min}^{-1}$.

5.6 Návrh čerpadla pro ČS Bucharka

Při výběru čerpadla pro čerpací stanici Bucharka, které čerpá vodu do vodojemu Horní Hanychov, jsem vycházel ze zadaných hodnot. Geodetickou výšku uvažuji maximální možnou, to znamená, že v ČS Bucharka je minimální hladina a ve vodojemu Horní Hanychov je maximální hladina. Geodetickou výšku jsem musel navýšit o zjištěnou ztrátovou výšku. Vzhledem k tomu, že jsem uvažoval maximální geodetickou výšku, uvažoval jsem i maximální ztrátovou výšku, to je při průtoku $10 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$.

$$h_{c\max} = h_g + h_z = 16,31 + 1,52 = 17,83\text{m}$$

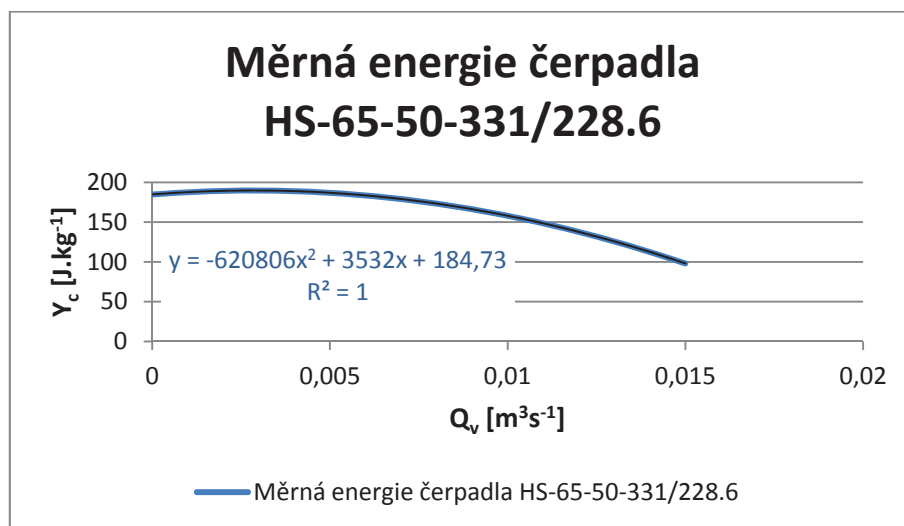
$$Y_{c\max} = h_{c\max} \cdot g = 17,83 \cdot 9,81 = 174,9 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Pro čerpací stanici jsem použil 2 čerpadla, navržená pro běžnou dodávku pitné vody do vodovodní sítě $10 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$, která se budou střídat v provozu.

Jako nejvhodnější řešení jsem vybral čerpadlo od firmy Grundfos, které je optimální jak z hlediska měrné energie (dopravované výšky) tak objemové dodávky. Jedná se o čerpadlo HS-65-50-331/228.6. [18] Je to čerpadlo horizontální, čerpadlo můžeme vidět na obrázku 34. Katalogová charakteristika čerpadla je znázorněna v grafu 19.



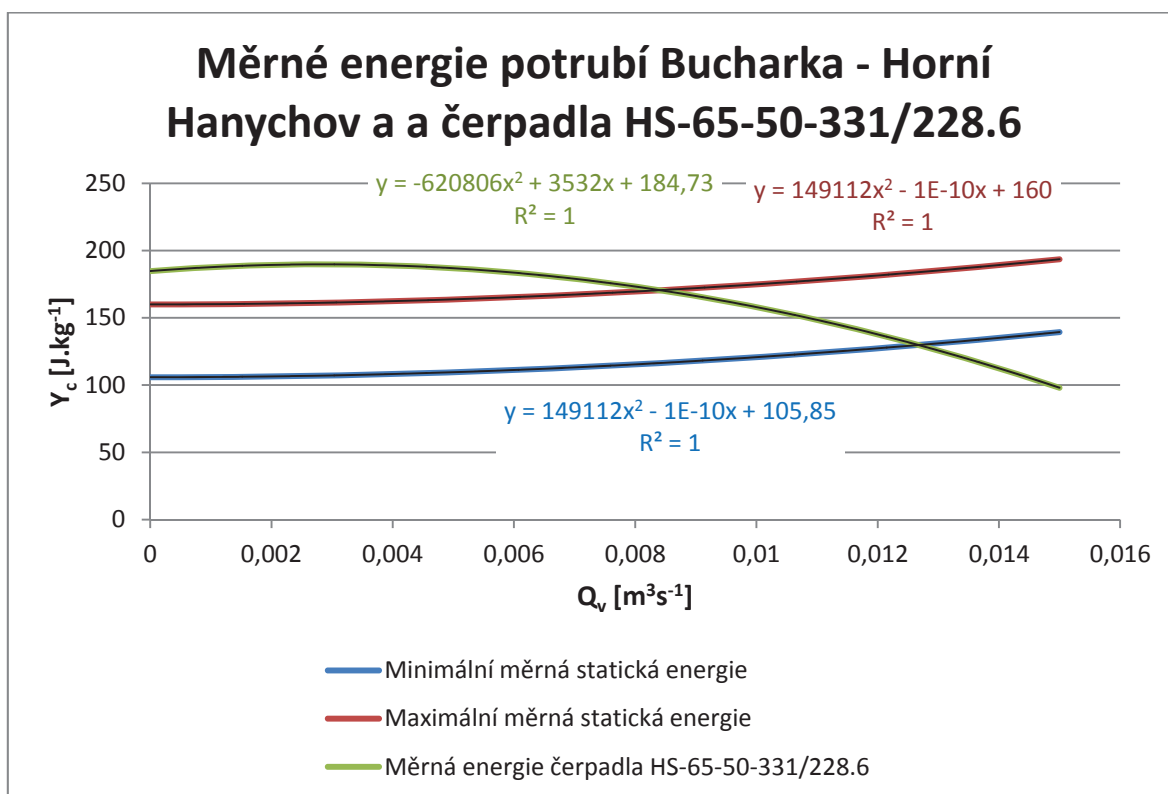
Obrázek 34 – Čerpadlo Grundfos – HS [18]



Graf 19 – Měrná energie čerpadla HS-65-50-331/228.6 [19]

5.7 Charakteristika čerpadla v ČS Bucharka

Pro určení provozního bodu čerpadla je důležité znát charakteristiky čerpadla, na rozdíl od ČS Dolní Hanychov, zde nastává pouze jediná varianta a to čerpání objemového množství $Q_v = 10 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$.



Graf 20 – Charakteristika potrubí Bucharka – Horní Hanychov a čerpadla HS-65-50-331/228.6

Určení provozního bodu čerpadla pro maximální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot Q_V^2 + 3532 \cdot Q_V + 184,73$$

$$Y_P = 149112 \cdot Q_V^2 + 160$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-620806 \cdot Q_V^2 + 3532 \cdot Q_V + 184,73 = 149112 \cdot Q_V^2 + 160$$

$$769918 \cdot Q_V^2 - 3532 \cdot Q_V - 24,5 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,00838 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 8,4 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot 0,00838^2 + 3532 \cdot 0,00838 + 184,73 = 170,7 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro minimální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot Q_V^2 + 3532 \cdot Q_V + 184,73$$

$$Y_P = 149112 \cdot Q_V^2 + 105,85$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-620806 \cdot Q_V^2 + 3532 \cdot Q_V + 184,73 = 149112 \cdot Q_V^2 + 105,85$$

$$769918 \cdot Q_V^2 - 3532 \cdot Q_V - 78,88 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,0127 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 12,7 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot 0,0127^2 + 3532 \cdot 0,0127 + 184,73 = 129,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Provozní bod Čerpadlo HS-65-50-331/228.6						
	$Y_{max} [J \cdot kg^{-1}]$	$Y_{min} [J \cdot kg^{-1}]$	$h_{max} [m]$	$h_{min} [m]$	$Q_{vYmax} [dm^3 s^{-1}]$	$Q_{vYmin} [dm^3 s^{-1}]$
Potrubí	161,41	107,26	16,45	10,93	10	
Čerpadlo	170,7	129,5	17,4	13,2	8,4	12,7

Tabulka 22 – Provozní bod čerpadla HS-65-50-331/228.6

Pro získání příznivějších parametru na čerpadle použiji otáčkovou regulaci. Katalogová charakteristika čerpadla odpovídá otáčkám $n=1450 \text{ min}^{-1}$. Otáčky čerpadla jsem zvýšil o 7%, tedy na hodnotu $n'=1550 \text{ min}^{-1}$. Výpočet jsem provedl pomocí afinních vztahů, viz kap. 4.4.

$$\frac{Q_V}{Q'_V} = \frac{n}{n'} \Rightarrow Q'_V = \frac{Q_V \cdot n'}{n}$$

$$Q'_V = \frac{0,01 \cdot 1550}{1450} = 0,0107 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$\frac{Y}{Y'} = \frac{n^2}{n'^2} \Rightarrow Y' = \frac{Y \cdot n'^2}{n^2}$$

$$Q'_V = \frac{170,7 \cdot 1550^2}{1450^2} = 195,06 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro maximální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot Q_V^2 + 3775,6 \cdot Q_V + 211,09$$

$$Y_P = 149112 \cdot Q_V^2 + 160$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-620806 \cdot Q_V^2 + 3775,6 \cdot Q_V + 211,09 = 149112 \cdot Q_V^2 + 160$$

$$769918 \cdot Q_V^2 - 3775,6 \cdot Q_V - 51,09 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,01096 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 10,96 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot 0,01096^2 + 3775,6 \cdot 0,01096 + 211,09 = 177,9 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro minimální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot Q_V^2 + 3775,6 \cdot Q_V + 211,09$$

$$Y_P = 149112 \cdot Q_V^2 + 105,85$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-620806 \cdot Q_V^2 + 3775,6 \cdot Q_V + 211,09 = 149112 \cdot Q_V^2 + 105,85$$

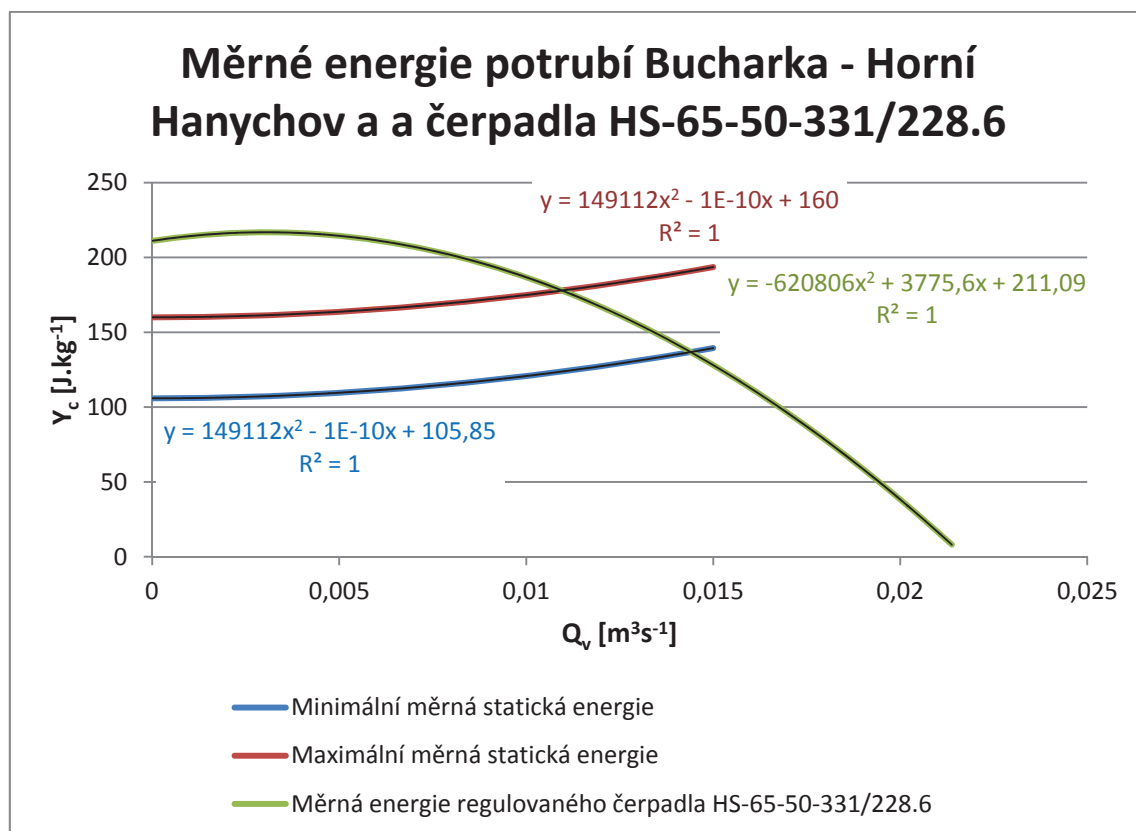
$$769918 \cdot Q_V^2 - 3775,6 \cdot Q_V - 105,24 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,0144 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 14,4 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot 0,0144^2 + 3775,6 \cdot 0,0144 + 211,09 = 136,7 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Provozní bod Čerpadlo HS-65-50-331/228.6						
	Y_{max} [J.kg ⁻¹]	Y_{min} [J.kg ⁻¹]	h_{max} [m]	h_{min} [m]	Q_{vYmax} [dm ³ s ⁻¹]	Q_{vYmin} [dm ³ s ⁻¹]
Potrubí	161,41	107,26	16,45	10,93	10	
Čerpadlo	177,9	136,7	18,1	13,9	10,96	14,4

Tabulka 23 – Provozní bod regulovaného čerpadla HS-65-50-331/228.6 o 7%



Graf 21 – Charakteristika potrubí Bucharka – Horní Hanychov a regulovaného čerpadla HS-65-50-331/228.6 o 7%

Pro případný rozvoj oblasti a získání vyšších parametrů na čerpadle jsem použil otáčkovou regulaci. Katalogová charakteristika čerpadla odpovídá otáčkám $n=1450 \text{ min}^{-1}$. Otáčky čerpadla jsem zvýšil o 50%, tedy na hodnotu $n'=2175 \text{ min}^{-1}$. Výpočet jsem provedl pomocí afinních vztahů, viz kap. 4.4.

$$\frac{Q_v}{Q'_v} = \frac{n}{n'} \Rightarrow Q'_v = \frac{Q_v \cdot n'}{n}$$

$$Q'_v = \frac{0,01 \cdot 2175}{1450} = 0,015 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$\frac{Y}{Y'} = \frac{n^2}{n'^2} \Rightarrow Y' = \frac{Y \cdot n'^2}{n^2}$$

$$Q'_v = \frac{170,7 \cdot 2175^2}{1450^2} = 384,08 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro maximální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot Q_V^2 + 5298 \cdot Q_V + 415,64$$

$$Y_P = 149112 \cdot Q_V^2 + 160$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-620806 \cdot Q_V^2 + 5298 \cdot Q_V + 415,64 = 149112 \cdot Q_V^2 + 160$$

$$769918 \cdot Q_V^2 - 5298 \cdot Q_V - 255,64 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,02198 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 21,98 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot 0,02198^2 + 5298 \cdot 0,02198 + 415,64 = 232,17 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Určení provozního bodu čerpadla pro minimální rozdíl hladin

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot Q_V^2 + 5298 \cdot Q_V + 415,64$$

$$Y_P = 149112 \cdot Q_V^2 + 105,85$$

$$Y_{\xi} = Y_P$$

$$-620806 \cdot Q_V^2 + 5298 \cdot Q_V + 415,64 = 149112 \cdot Q_V^2 + 105,85$$

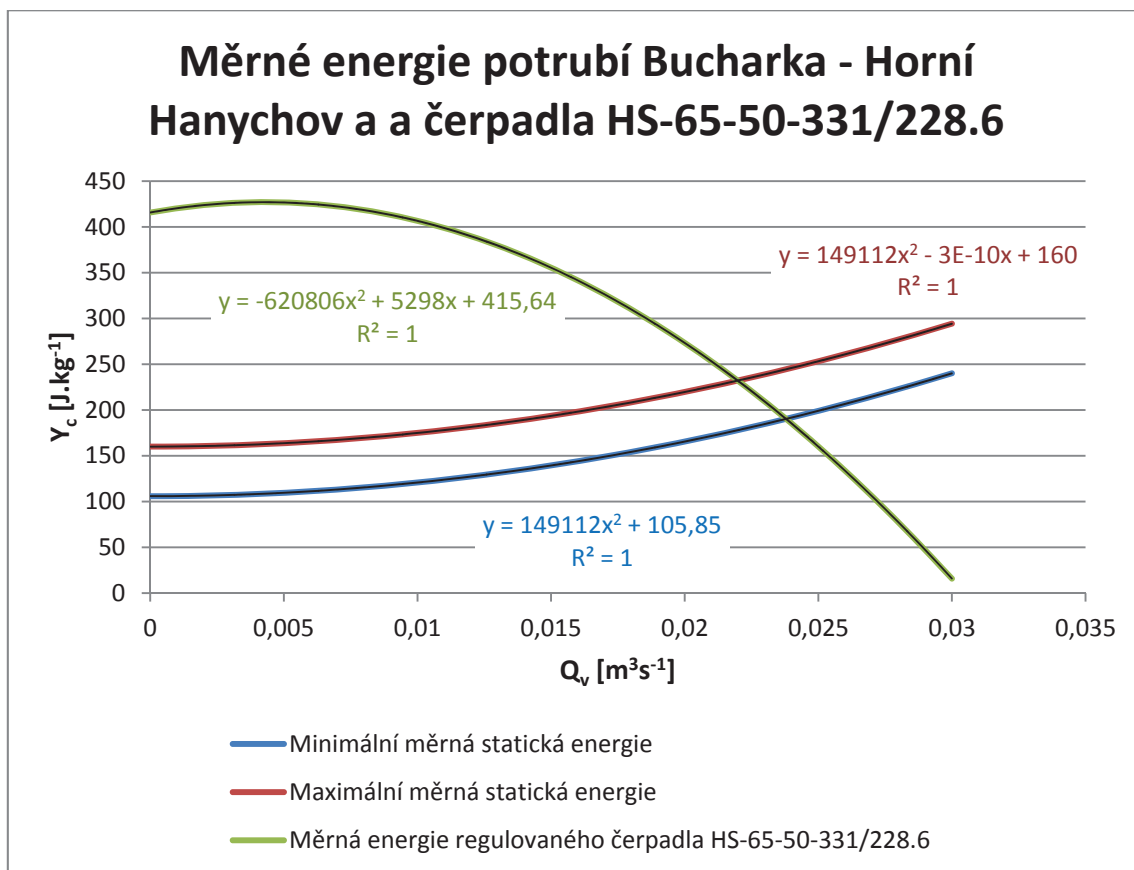
$$769918 \cdot Q_V^2 - 5298 \cdot Q_V - 309,79 = 0 \Rightarrow Q_V$$

$$Q_V = 0,0238 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 23,8 \text{ dm}^3\text{s}^{-1}$$

$$Y_{\xi} = -620806 \cdot 0,0238^2 + 5298 \cdot 0,0238 + 415,64 = 190,08 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Provozní bod Čerpadlo HS-65-50-331/228.6						
	$Y_{max} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$Y_{min} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$h_{max} [\text{m}]$	$h_{min} [\text{m}]$	$Q_{vYmax} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$	$Q_{vYmin} [\text{dm}^3\text{s}^{-1}]$
Potrubí	219,64	165,49	16,87	10,93	20	
Čerpadlo	232,17	190,08	23,67	19,45	21,98	23,8

Tabulka 24 – Provozní bod regulovaného čerpadla HS-65-50-331/228.6 o 50%



Graf 22 – Charakteristika potrubí Bucharka – Horní Hanychov a regulovaného čerpadla HS-65-50-331/228.6 o 50%

Závěr

Ve své bakalářské práci jsem zpracoval teoretické podklady, které souvisejí s návrhem hydraulických systémů ve vodárenství. Při vyhledávání informací jsem čerpal především z odborných skript a nalezené poznatky jsem konzultoval s vedoucí své bakalářské práce.

V další části své práce jsem provedl návrh čerpadel pro dopravu vody do vodojemů v oblasti Horního Hanychova v Liberci. Konkrétně návrh čerpadel pro dvě čerpací stanice. Každá z čerpacích stanic měla různé požadavky na čerpání. Zatímco pro ČS Dolní Hanychov jsem navrhoval čerpadla pro čerpání tří různých množství vody s převýšením 95m, v ČS Bucharka jsem navrhoval pouze čerpadlo pro čerpání vody pro běžnou dodávku do vodovodní sítě.

Pro čerpací stanici Dolní Hanychov jsem jako nejvhodnější navrhl čerpadla firmy ISH. Pro čerpání většího množství vody čerpadlo 125-CVU-355-22/2 a pro čerpání menšího množství vody čerpadlo 65-CVU-255-13/5, s tím, že menší čerpadlo by bylo osazeno frekvenčním měničem, pro zajištění otáčkové regulace. Ve stanici Dolní Hanychov jsem uvažoval použití tří čerpadel 125-CVU-355-22/2 a dvou čerpadel 65-CVU-255-13/5, aby byla zajištěna vždy 100% rezerva jednoho čerpadla. V provozu by se vždy čerpadla střídala tak, aby docházelo k rovnoměrnému opotřebení na všech čerpadlech a byla zajištěna dlouhá životnost. Zároveň je tak vykrytý poruchový stav na jednom z čerpadel.

Ve své práci jsem uvažoval paralelní spolupráci čerpadel ve stanici Dolní Hanychov. Pro získání optimálních parametrů čerpání jsem využil frekvenční měnič na menším z čerpadel k otáčkové regulaci. Provedl jsem návrh pro veškeré uvažované stavy čerpání ve stanici.

Pro čerpací stanici Bucharka jsem navrhl čerpadlo firmy Grundfos HS-65-50-331/228.6, které je svými parametry ideální pro čerpání mezi čerpací stanicí Bucharka a Horní Hanychov. Toto čerpadlo je osazeno frekvenčním měničem, pomocí kterého je potřeba mírně zvýšit otáčky pro optimální dodávku vody.

Jak pro čerpací stanici Dolní Hanychov, tak pro čerpací stanici Bucharka jsem provedl návrhy na zvýšenou dodávku pitné vody do vodovodní sítě. K tomu mě vedla úvaha případného rozvoje osídlení v oblasti Horního Hanychova a lyžařského areálu Ještěd, kdy by bylo potřeba do oblasti dopravit větší množství vody.

Seznam obrázků

Obrázek 2 - Radiální čerpadlo [6]	13
Obrázek 2 - Radiální čerpadlo Flowserve MEN Overhung IDP [8].....	14
Obrázek 3 - Diagonální čerpadlo [6].....	14
Obrázek 4 - Axiální čerpadlo [6].....	15
Obrázek 5 - Obvodové čerpadlo [8].....	16
Obrázek 6 – Princip fungování labyrintového čerpadla [10].....	16
Obrázek 7 – Schéma jednoduchého hydraulického systému [11].....	17
Obrázek 8 – Kavitace na oběžném kole [18].....	19
Obrázek 9 – Průběh tlaků na lopatce oběžného kola [18].....	19
Obrázek 10 – Změna charakteristiky čerpadla vyvolaná kavitací [5].....	20
Obrázek 11 – Graf závislosti součinitele třecích ztrát na Reynoldsově čísle [5]	25
Obrázek 12 – Příkon hydrodynamického čerpadla v závislosti na průtoku [11]	26
Obrázek 13 – Typické charakteristiky potrubí [11]	28
Obrázek 14 – Třídění různých typů (hydrostatických a hydrodynamických) čerpadel podle specifických objemových otáček n_q a maximální účinnosti η [11]	30
Obrázek 15 – Různé druhy použití oběžných kol a jejich charakteristiky v závislosti na měrných otáčkách n_q [11]	31
Obrázek 16 – Kinematické poměry v oběžném kole čerpadla [5]	32
Obrázek 17 – Schéma otevřeného systému s nátokovou dispozicí [18]	34
Obrázek 18 – Charakteristika systému [18]	34
Obrázek 19 – Charakteristika při regulaci škrcením na výstupu [14]	35
Obrázek 20 – Charakteristika při regulaci obtokem [14]	36
Obrázek 21 – Radiální oběžné kolo [19]	37
Obrázek 22 – Charakteristika hydrodynamického čerpadla po zmenšené vnějšího průměru oběžného kola [11]	37
Obrázek 23 – Změna charakteristiky při změně otáček [12]	39
Obrázek 24 – Schéma sériového zapojení čerpadel [12]	39
Obrázek 25 – Charakteristika sériově řazených čerpadel [12]	40
Obrázek 26 – Schéma paralelního zapojení čerpadel [12]	40

Obrázek 27 – Charakteristika dvou stejných paralelně řazených čerpadel [12]	41
Obrázek 28 – Charakteristika dvou nestejných paralelně řazených čerpadel [12]	41
Obrázek 29 – Geografické znázornění vodovodní trati	44
Obrázek 30 – Podélný profil vodovodní trati	46
Obrázek 31 – Schéma ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka	47
Obrázek 32 – Schéma ČS Bucharka – ČS Horní Hanychov	51
Obrázek 33 – Čerpadlo ISH – CVU [19]	53
Obrázek 34 – Čerpadlo Grundfos – HS [18]	68

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Hodnoty nerovností na stěně potrubí pro různé materiály [13]	23
Tabulka 2 – Vzorec pro výpočet třecího součinitele pro laminární proudění [13]	23
Tabulka 3 – Přehled vzorců pro výpočet třecího součinitele v přechodové oblasti [13]	24
Tabulka 4 – Přehled vzorců pro výpočet třecího součinitele v oblasti vyvinutého turbulentního proudění [13]	24
Tabulka 5 – Přehled objemové účinnosti odstředivých čerpadel v závislosti na charakteristických otáčkách [5]	27
Tabulka 6 – Přehled mechanické účinnosti odstředivých čerpadel v závislosti na charakteristických otáčkách [5]	27
Tabulka 7 – Parametry stanic v jednotlivých tlakových pásmech	43
Tabulka 8 – Zadané hodnoty úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka	47
Tabulka 9 – Zadané parametry potrubí 1. části úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka	47
Tabulka 10 – Zadané hodnoty 1. části úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka	48
Tabulka 11 – Zadané parametry potrubí 2. části úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka	48
Tabulka 12 – Zadané hodnoty 2. části úseku ČS Dolní Hanychov – ČS Bucharka	49
Tabulka 13 – Zadané hodnoty úseku ČS Bucharka – ČS Dolní Hanychov	51
Tabulka 14 – Zadané hodnoty úseku ČS Bucharka – ČS Dolní Hanychov	51
Tabulka 15 – Parametry potrubí pro dané průtoky	54
Tabulka 16 – Provozní bod dvou paralelně spolupracujících čerpadel 125-CVU-355-22/2	55
Tabulka 17 – Provozní bod dvou paralelně spolupracujících čerpadel 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5	58
Tabulka 18 – Provozní bod tří paralelně spolupracujících čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a 1x65-CVU-255-13/5	59
Tabulka 19 – Provozní bod tří paralelně spolupracujících čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a regulovaného 1x65-CVU-255-13/5	62
Tabulka 20 – Provozní bod čerpadla 65-CVU-255-13/5	64
Tabulka 21 – Provozní bod regulovaného čerpadla 65-CVU-255-13/5 o 8%	66
Tabulka 22 – Provozní bod čerpadla HS-65-50-331/228.6	70
Tabulka 23 – Provozní bod regulovaného čerpadla HS-65-50-331/228.6 o 7%	71
Tabulka 24 – Provozní bod regulovaného čerpadla HS-65-50-331/228.6 o 50%	72

Seznam grafů

Graf 1 – Určení ztrátové výšky h_{z1}	48
Graf 2 – Určení ztrátové výšky h_{z2}	49
Graf 3 – Určení celkové ztrátové výšky $h_{z1}+h_{z2}$	50
Graf 4 – Výsledné charakteristiky potrubí Dolní Hanychov – Bucharka	50
Graf 5 – Určení ztrátové výšky h_z	51
Graf 6 – Výsledné charakteristiky potrubí Bucharka - Horní Hanychov	52
Graf 7 – Měrná energie čerpadla 125-CVU-355-22/2 [19]	53
Graf 8 – Měrná energie čerpadla 65-CVU-255-13/5 [19]	54
Graf 9 – Měrná energie dvou sériově řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2	56
Graf 10 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a dvou sériově řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2	56
Graf 11 – Měrná energie seriově řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5	58
Graf 12 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a sériově řazených čerpadel 125-CVU-355-22/2 a 65-CVU-255-13/5	58
Graf 13 – Měrná energie tří paralelně spolupracujících čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a regulované 1x65-CVU-255-13/5	60
Graf 14 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a tří sériově řazených čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a 1x 65-CVU-255-13/5	60
Graf 15 – Měrná energie tří sériově řazených čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a regulované 1x 65-CVU-255-13/5	62
Graf 16 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a tří sériově řazených čerpadel 2x125-CVU-355-22/2 a regulovaného 1x65-CVU-255-13/5	63
Graf 17 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a čerpadla 65-CVU-255-13/5	65
Graf 18 – Charakteristika potrubí Dolní Hanychov - Bucharka a čerpadla 65-CVU-255-13/5 otáčkově regulovaného o 8%	67
Graf 19 – Měrná energie čerpadla HS-65-50-331/228.6 [19]	68
Graf 20 – Charakteristika potrubí Bucharka – Horní Hanychov a čerpadla HS-65-50-331/228.6	69

Graf 21 – Charakteristika potrubí Bucharka – Horní Hanychov a regulovaného čerpadla	
HS-65-50-331/228.6 o 8%	71
Graf 22 – Charakteristika potrubí Bucharka – Horní Hanychov a regulovaného čerpadla	
HS-65-50-331/228.6 o 50%	73

Přehled použitých zdrojů

- [1] ŠEVČÍK, Ladislav. *Historie lidstva* [online]. c2008, poslední revize 10.10.2011, [cit.2013-12-2]. Dostupné z: <<http://www.ucebnice-dejepisu.ic.cz/informace-o-projektu-online-ucebnice-dejepisu.php>>
- [2] *Wikipedie* [online]. c2002, poslední revize 8.3.2013, [cit.2013-12-2]. Dostupné z: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/%C4%8Cerpadlo>>
- [3] KOUKAL, Milan. *21.Století* [online]. c1999, poslední revize 18.7.2008, [cit.2013-12-3]. Dostupné z: <<http://21stoleti.cz/blog/2008/07/18/serial-vecne-pravdy-uz-neplati/>>
- [4] SEGREST, Michelle. *Pumps&systems* [online]. c2013, [cit.2013-12-6]. Dostupné z: <<http://www.pump-zone.com/topics/pumps/pumps/history-pumps-through-years>>
- [5] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. *Příručka čerpací techniky*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9
- [6] *Druhy čerpadel* [online]. c2012, [cit.2013-12-8]. Dostupné z:< <http://druhy-cerpadel.cz/hydrodynamicka/> >
- [7] HLADKÝ, Jan. *Stroje a zařízení* [online]. c2002, [cit.2013-11-27]. Dostupné z: <http://www.eamos.cz/amos/kat_fyz/modules/low/kurz_text.php?identifik=kat_fyz_7356_t&id_kurz=&id_kap=15&id_teach=&kod_kurzu=kat_fyz_7356&id_kap=15&id_set_test=&search=&kat=&startpos=7>
- [8] *Flowserve* [online]. c2013, [cit.2014-2-2]. Dostupné z: <http://flowserve.com/nl_nl/Products/Pumps/Industries/General-Industry/Fire-Protection/ci.MEN-Overhung,-End-Suction-Industrial-Process-Pump,en_US.standard----->
- [9] Pumps! That's what it's about [online]. c2010, [cit.2014-2-2]. Dostupné z: <http://www.pumpfundamentals.com/pump_glossary.htm>

- [10] ŠKORPÍK, Jiří. *Transformační technologie* [online]. c2010, poslední revize 03/2013, [cit.2014-2-2]. Dostupné z: <<http://www.transformacni-technologie.cz/skrцени-plynu-a-par.html>>
- [11] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. *Hydraulické stroje I. Čerpadla*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1979. 128 s.
- [12] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. *Čerpací technika*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1991. 157 s. ISBN 80-01-00686-7
- [13] JIRÁK, Emil – EKRT, Ondřej. *Vysoká škola chemicko-technologická* [online]. c2013, poslední revize 5.2.2014, [cit.2014-2-6]. Dostupné z: <https://www.vscht.cz/ufmt/cs/pomucky/jirake/docs/ZS_modul5.pdf>
- [14] BLÁHA, Jaroslav – BRADA, Karel. *Hydrodynamická čerpadla*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1985. 293 s.
- [15] HARRELL, Geron. *Wikipedia* [online]. c2014, poslední revize 7.2.2014, [cit.2014-2-7]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Darcy_friction_factor_formulae>
- [16] TUHOVČÁK, Ladislav. *Vodovod info* [online]. c2013, [cit.2014-2-7]. Dostupné z: <http://www.vodovod.info/index.php/tabulky/196-drsnost-potrubi#.UvSx7Pv_k4A>
- [17] PLÁŠEK, Josef. *Fakulta stavební VUT* [online]. c2014, [cit.2014-2-7]. Dostupné z: <http://www.fce.vutbr.cz/veda/juniorstav2008_sekce/pdf/1_4/Plasek_Josef_CL.pdf>
- [18] *Grundfos s. r. o.* [online]. c2004, [cit.2014-2-10]. Dostupné z: <http://net.grundfos.com/doc/webnet/waterutility/_assets/downloads/gcz/pumphandbook_gcz.pdf>
- [19] ISH Pumps a. s. [online]. c2005, [cit.2014-4-24]. Dostupné z: <<http://www.cerpadla.cz/produkty.php?idp=28&title=CVU>>